

Energieoptimierte Regelung von CO₂-Kompressionskältekreisläufen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Michael Nöding
aus: Kassel

eingereicht am: 11. Januar 2019

mündliche Prüfung am: 29. Oktober 2019

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Prof. Dr.-Ing. Walter Schumacher

Danksagung

Der Grund für eine Promotion sollte stets die Begierde sein etwas Neues zu erlernen. Mein Interesse an der Thermodynamik wurde in der Einführungsvorlesung geweckt, als ein Enthalpie-Entropie Diagramm besprochen wurde – beides Größen, von deren Existenz ich kurz zuvor nicht einmal ahnte. In diesem Zusammenhang möchte ich Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler danken, da er das erwähnte Diagramm anzeichnete und mit Sinn füllte. Außerdem danke ich ihm für die Betreuung und Schärfung meiner Arbeit und dafür, dass er mich stets ermutigt hat bei der Wahl und Erarbeitung des Themas eigenverantwortlich zu handeln.

Ähnlich wie mit thermodynamischen Zustandsgrößen zu Beginn des Studiums erging es mir mit der Regelungstechnik zu Beginn der Diplomarbeit. Ich danke Dr. Manuel Gräber dafür, dass er mir nicht nur die Zustandsraumdarstellung erklärte, sondern auch mein Interesse für dieses Fachgebiet weckte und in den folgenden Jahren ein sehr wichtiger Diskussionspartner blieb. In diesem Zusammenhang möchte ich zudem Prof. Dr.-Ing. Walter Schumacher danken, welcher das Zweitgutachten übernimmt und mir stets mit wertvollem Rat und Tipps zur Seite stand.

Nach wie vor bin ich überzeugt, dass die Kombination aus Thermodynamik und Regelungstechnik sehr fruchtbar ist und hoffe, in der vorliegenden Arbeit beiden Fachgebieten gerecht zu werden. In diesem Zusammenhang freut es mich sehr, dass aus dem inhaltlichen Austausch beider Institute mittlerweile gemeinsame Projekte erwachsen sind und wir laut Aussage von Steffen Lampke aus der Regelungstechnik 'die gleiche Sprache' sprechen.

Die Verwendung der 'gleichen Sprache' und die Möglichkeit des Austausches ist meines Erachtens stark darauf zurückzuführen, dass die Modellierung und Simulationstechnik sowohl am Institut als auch bei den Kollegen der TLK-Thermo GmbH eine zentrale Rolle einnimmt. Dies wäre undenkbar ohne Dr. Wilhelm Tegethoff, von welchem ich in den letzten Jahren äußerst viel fachliches und überfachliches lernen durfte und dem ich für die Unterstützung sehr dankbar bin. Auch Dr. Christian Schulze danke ich für die Diskussionen im Bereich der Simulationstechnik. Für die weiteren zahlreichen fachlichen Diskussionen danke ich insbesondere Philipp Ebeling, Steffen Heinke, Nicolas Fidorra, Dr. Andreas Varchmin, Max Hebler, Dr. Sven Försterling, Norbert Stulgies und René Jugert.

Neben partiellen Ableitungen, differentiellen Zuständen und jeglicher 'grauen Theorie' haben Ingenieure ein großes Interesse an einem Praxisbezug. Ein solcher wäre für mich nicht in dem Maße möglich gewesen ohne die enge Zusammenarbeit mit dem Projektpartner Wurm GmbH & Co. KG Elektronische Systeme. Ich danke insbesondere Dr. Lukas Patryarcha, Heiko Dreisbach und Christian Koslowski für die Diskussionen, den offenen Austausch und die Möglichkeit Messungen durchzuführen. In diesem Zusammenhang danke ich zudem Dr. Nicholas Lemke, Christian Seck und Sven Packheiser vom Institut bzw. TLK für die tatkräftige Unterstützung am Versuchsstand und allen weiteren Kollegen für die stets freundliche Arbeitsatmosphäre.

Schließlich möchte ich Priv. Doz. Dr.-Ing. Roman Henze für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission danken.

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird die Regelung von CO_2 -Kompressionskältekreisläufen verbessert. Der Schwerpunkt liegt auf der Wahl des Hochdrucks und der Drehzahl der Ventilatoren vom Gaskühler. Es werden drei Ziele verfolgt. Alle Methoden sind einheitlich anwendbar auf den sub- und transkritischen Betrieb und auf Systeme mit Expansionsventil oder Ejektor als zentrales Expansionsorgan.

Das erste Ziel ist die Entwicklung einer energieoptimierenden Betriebsweise für Kältemaschinen durch eine quasistationäre Betriebspunktoptimierung mit einer neuartigen Null-Gradientenregelung. Die Betriebspunktoptimierung ermöglicht die Maximierung des Kälte-COP. Hierzu werden neuartige physikalische Gleichungen für die partiellen Ableitungen des Kälte-COP nach dem Hochdruck und der Ventilatordrehzahl hergeleitet. Gemäß der neu eingeführten Null-Gradientenregelung dienen die Ableitungen nicht zur Berechnung von optimalen Sollwerten. Stattdessen werden sie während des Betriebs mit Messsignalen und thermophysikalischen Stoffdaten ausgewertet und als Istwerte von dezentralen Reglern verwendet. Die Regler beeinflussen die Querschnittsfläche des Expansionsorgans hinter dem Gaskühler und die Ventilatordrehzahl derart, dass die partiellen Ableitungen null werden und der Kälte-COP den Maximalwert erreicht. Simulationsstudien zeigen Energieeinsparungen von bis zu 22 % und einen vorteilhaften Umgang mit fehlerhaften Messsignalen. Messungen bestätigten, dass ein energieoptimaler Betrieb annähernd erreicht wird und im Fall von Verschmutzungen des Gaskühlers Energieeinsparungen von ca. 10 % realistisch sind.

Das zweite Ziel ist die Entwicklung einer energieoptimierenden Betriebsweise für Systeme mit Energiespeicher für den Fall einer zusätzlichen Wärmeauskopplung auf Basis der Null-Gradientenregelung und Optimalsteuerungen. Es wird begründet, dass ein energieoptimierter Betrieb aufgrund des Energiespeichers nicht durch quasistationäre Optimierungen, sondern durch Wechsel zwischen zwei Betriebsmodi erreicht wird. Im Aufheizmodus wird der Schichtenspeicher mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme be-, und im Kühlmodus mit einem maximalen Kälte-COP entladen. Lösungen von Optimalsteuerungsproblemen ermöglichen die Entwicklung einer regelbasierten zyklischen Betriebsweise auf Basis der Null-Gradientenregelung. Die Wechsel der Betriebsmodi erfolgen in Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur des zu Heizzwecken verwendeten Wassers. Der Speicher wird beladen, sobald die Vorlauftemperatur einen unteren und von der Heizanwendung festgelegten Umschaltpunkt erreicht. Die Entladung des Speichers erfolgt beim Erreichen eines oberen Umschaltpunkts, dessen Bestimmung mit Handlungsempfehlungen vereinfacht wird. Die simulativ für zahlreiche Anwendungsfelder nachgewiesenen Energieeinsparungen betragen bis zu 17 %. Der zu Heizzwecken benötigte Energieverbrauch wird um bis zu 45 % reduziert.

Das dritte Ziel ist die Entwicklung einer energieoptimierenden Entkopplungsregelung, welche mit einem Identifikationsvorgang und einer Umrechnungsvorschrift an das jeweilige System und den Betriebspunkt angepasst wird. Zunächst erfolgt eine Abbildung des Eingangs-Ausgangsverhaltens mit vereinfachten Ersatzmodellen. Um deren Parameter während des Betriebs zu bestimmen, wird ein bekanntes Identifikationsverfahren modifiziert. Eine neuartige Umrechnungsvorschrift ermöglicht die Parameteranpassung an die Umgebungstemperatur, sodass pro System nur ein einziger Identifikationsvorgang notwendig ist. In der Literatur existieren zahlreiche Ansätze zum Entwurf von Entkopplungsreglern. Deren Anwendbarkeit variiert in Abhängigkeit von den Parameterwerten der Ersatzmodelle. Neuartige Formeln ermöglichen die Auswahl anhand quantitativer Kriterien. Die Verbesserung der Regelgüte wird simulativ und experimentell nachgewiesen. Falls herkömmliche PI-Regler unzureichend ausgelegt sind, resultieren Energieeinsparungen von bis zu 20 %.

Summary

The subject of this thesis is the improvement of the energy efficiency of CO₂-refrigeration cycles with the help of new control algorithms. The focus lies on the heat rejection pressure as well as the rotational speed of the fans in the gascooler. The methods developed can be applied to systems with expansion valves and ejectors during both sub- and transcritical operation.

The first objective is the development of a control strategy that allows operating cooling units in a nearly energy optimal manner using quasi-stationary optimization. To achieve this, a new method called Zero Gradient Control is introduced. Algebraic terms are developed for the partial derivatives of the COP with respect to the heat rejection pressure and the speed of the fans. These equations are evaluated online with measurement signals and directly fed to decentralized controllers with setpoint zero. The control structure is uniform for both sub- and transcritical operation, can be applied to a wide range of systems and requires no parametrization. Using Zero Gradient Control, there is no need to calculate setpoints, which simplifies the mathematical effort in the implementation. Simulation data shows energy savings of up to 22 % in comparison to conventional approaches. Measurements validate the method even in the case of atypical system behavior. With gascooler fouling, the method yields energy savings of about 10 % in many applications.

The second objective is to develop an energy-efficient control strategy for cooling and heat recovery purposes using refrigeration cycles with a thermal energy storage. Due to the storage, energy optimal operation cannot be directly determined with quasi-stationary optimization but requires switching between Heating and Cooling Mode. In Heating Mode, the storage tank is charged with the system operating at maximum value of the COP of additional heat. In Cooling Mode, the storage tank is discharged with the system operating at maximum value of the cooling COP. Solutions of Optimal Control Problems are the starting point for the development of a rule-based cyclic operation strategy based on Zero Gradient Control. The switching between both modes of operation is based on the inlet temperature of the water entering the heating application. The storage tank is charged until the temperature reaches an upper limit and will be discharged afterwards until a lower limit is reached. Simulation data validates the method and shows energy savings for various branches and scenarios of up to 17 %. The part of the power consumption required only for heating purposes is reduced by up to 45 %.

The third objective is the development of a design process for a decoupling control, which enhances the energy efficiency and can be easily adjusted to every individual system and the current operating point. The starting point is to model the relevant input-output behavior of the system with simplified models. An identification process that is well-known from the literature is modified and allows adjustments of the parameter values of the simplified models to the system. A new transformation rule is introduced that further transforms the parameter values to fit the current operating point, which is represented by the ambient temperature. Thus, despite its nonlinear behavior, each system has to be identified only once. In the literature, there are several methods how to use simplified models for the design of decoupling controls. However, the applicability of each method is restricted to specific parameter values. Thus, new quantitative criteria are developed that simplify the choice of reasonable methods. These general criteria are evaluated and methods suited to control CO₂-refrigeration cycles are selected and implemented. The improvement of control performance is evaluated both with simulation and measurement data. In comparison to simple and poorly designed PI-controllers, energy savings of up to 20 % can be achieved.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	iv
Summary	v
1 Einleitung	1
1.1 Stand der Wissenschaft	2
1.2 Ziele und Beiträge der Arbeit	9
2 Energieoptimierter Betrieb von Kältemaschinen durch quasistationäre Betriebspunktoptimierung mit Null-Gradientenregelung	11
2.1 Betrachtete Kreisläufe	11
2.2 Prinzip der neuartigen Null-Gradientenregelung (NGR)	13
2.3 Regelstruktur mit NGR	18
2.4 Partielle Ableitungen der Gaskühleraustrittstemperatur	22
2.5 Partielle Ableitungen des Kälte-COP für Kreisläufe mit Expansionsventil	25
2.6 Partielle Ableitungen des Kälte-COP für Kreislauf mit Ejektor	30
2.7 Simulativer Vergleich von NGR und herkömmlichen Ansätzen	34
2.8 Funktionsnachweis von NGR am Versuchsstand	43
3 Energieoptimierter Betrieb für zusätzliche Wärmeauskopplung bei Systemen mit Energiespeicher durch Null-Gradientenregelung und Optimalsteuerung	50
3.1 Betrachteter Kreislauf	50
3.2 Prinzip der neuartigen zyklischen Betriebsweise	51
3.3 Betriebspunktwahl und Einsparpotentiale der zyklischen Betriebsweise	54
3.4 Regelstruktur für zyklischen Betrieb mit NGR	58
3.5 Partielle Ableitung des COP der zusätzlichen Wärme für Kreisläufe mit Expansionsventil	61
3.6 Simulativer Vergleich von NGR und Optimalsteuerung	63
3.7 Simulativer Vergleich von NGR und herkömmlichen Ansätzen	68
4 Energieoptimierter Betrieb durch Systemidentifikation, Betriebspunktanpassung und Entkopplungsregelung	74
4.1 Betrachteter Kreislauf und Regelstruktur	75
4.2 Systemabbildung mit FOPTD-Ersatzmodellen	76
4.3 Umrechnungsvorschrift für FOPTD-Ersatzmodelle	79
4.4 Entkopplungsregler für TITO Systeme	84
4.5 Auswahl vorteilhafter Entkopplungsregler	87
4.6 Abschätzung der energetischen Einsparungen	91
4.7 Simulativer Vergleich von Entkopplungsreglern und herkömmlichen Ansätzen	92
4.8 Funktionsnachweis von Entkopplungsreglern am Versuchsstand	95
5 Zusammenfassung	98
6 Ausblick	100

A	Anhang	101
A.1	Alternative Darstellung der Betriebsmodi für Wärmeauskopplung	101
A.2	Wahl der Betriebspunkte für Wärmeauskopplung	102
A.3	Sprungantwort Test-Supermarkt	103
A.4	Balkendiagramme für zeitlich gemittelte Leistungsaufnahmen	103
A.5	Online-fähige Identifikation der FOPTD-Ersatzmodelle	104
A.6	Vereinfachte Stationäre Entkopplung nach Åström u. a. (2001)	111
A.7	Zentralisierte PID-Regelung	112
A.8	Auswahl vorteilhafter Entkopplungsregler: Zentralisierte PID-Regelung	114
A.9	Approximation der Summe von zwei FOPTD-Modellen	114
A.10	Monotonie der Summe von zwei FOPTD-Elementen	115
A.11	Beispiel zur Zentralisierten Inversen Entkopplung	117
B	Nomenklatur	119
C	Abbildungsverzeichnis	122
D	Tabellenverzeichnis	125
E	Literaturverzeichnis	126

1 Einleitung

Kompressionskältekreisläufe werden in zahlreichen Anwendungsfeldern wie der Gebäude- und Fahrzeugklimatisierung zum Kühlen und/oder Heizen eingesetzt. Aufgrund des geringen Treibhauspotentials wird zunehmend das Kältemittel CO_2 verwendet. Die Energieeffizienz von CO_2 -Kompressionskältekreisläufen kann sowohl durch Modifikationen der Verschaltung, den Einsatz von verbesserten oder neuartigen Komponenten wie Ejektoren als auch andersartige Regelungen verbessert werden. Die vorliegende Arbeit widmet sich einer verbesserten Regelung. Ihr Ziel ist die Entwicklung von Regelansätzen, welche die Energieeffizienz auf zwei Weisen erhöhen: Erstens sollen für konstante Randbedingungen annähernd energieoptimale Betriebspunkte angefahren werden und, falls vorhanden, Energiespeicher mit zyklischen Betriebsweisen gezielt be- und entladen werden. Zweitens sollen verbesserte Dynamiken der Regelkreise erreicht werden.

Zentral für die Energieeffizienz von CO_2 -Kompressionskältekreisläufen ist die Wahl des Betriebspunkts. Bisher werden die Sollwerte des Hochdrucks mit empirischen Formeln in Abhängigkeit zahlreicher Systemparameter und der Kältemitteltemperatur am Austritt des Gaskühlers bestimmt. Trotz eines hohen Parametrierungsaufwands sind die resultierenden Sollwerte nicht energieoptimal. Neben dem Hochdruck beeinflussen der Eintrittszustand und der Massenstrom des Sekundärfluids im Gaskühler die Energieeffizienz. Wenn die Wärmestromabgabe direkt an die Umgebungsluft erfolgt, werden Ventilatoren zur Förderung des Luftstroms verwendet. Erhöhte Ventilatordrehzahlen verstärken die Abkühlung und senken, bei einer gleichbleibenden Kältelast, den Kältemittelmassestrom. Somit werden die Verdichter entlastet. Die Absenkung von der Leistungsaufnahme der Verdichter kann jedoch geringer sein als die zusätzliche Leistungsaufnahme der Ventilatoren. Die Leistungsaufnahme der Ventilatoren wird bei bisherigen Regelstrategien vernachlässigt, weshalb, neben dem Hochdruck, auch die Ventilatordrehzahl nicht energieoptimal ist.

Im Gegensatz hierzu ermöglichen die in dieser Arbeit vorgestellten Ansätze die Bestimmung annähernd energieoptimaler Werte für sowohl den Hochdruck als auch die Ventilatordrehzahl. Schätzungen der partiellen Ableitungen des COP nach dem Hochdruck und der Ventilatordrehzahl dienen als Reglereingänge. Die algebraischen Terme für die Ableitungen basieren auf physikalischen Gleichungen, werden während des Betriebs mit Messsignalen an das System und den Betriebspunkt angepasst und auf null geregelt. Im Falle einer zusätzlichen Wärmeauskopplung wird die Energieoptimalität einer zyklischen Betriebsweise hergeleitet, bei welcher ein thermischer Energiespeicher abwechselnd be- und entladen wird. Es wird eine praxisnahe, regelbasierte Umsetzung des zyklischen Betriebs entwickelt, welche ebenso auf der Verwendung partieller Ableitungen basiert. Der regelbasierte zyklische Betrieb wird den Lösungen von Optimalsteuerungsproblemen gegenübergestellt.

Abgesehen von schlechten Sollwerten wird ein energieoptimaler Betrieb aufgrund nachteiliger Dynamiken der Regelkreise nicht erreicht. Diese entstehen dadurch, dass einschleifige Regelkreise keine Berücksichtigung der systeminhärenten Querkopplungen ermöglichen. Zudem erfolgt in vielen Fällen keine Anpassung der Reglerparameter an die Anlage und es wird oft nicht berücksichtigt, dass sich CO_2 -Kreisläufe im sub- und transkritischen Betrieb stark unterschiedlich verhalten.

Um diesen Problemen zu begegnen, werden Entkopplungsregler entworfen. Diese beziehen die Querkopplungen ein. Ihr Entwurf basiert auf einer Identifikation und Abbildung des Systems mit Ersatzmodellen. Der Identifikationsaufwand wird minimiert, indem die Werte der Parameter mit einer Umrechnungsvorschrift an den aktuellen Betriebspunkt angepasst werden.

1.1 Stand der Wissenschaft

Wahl der Betriebspunkte von Kältemaschinen

Für CO₂-Kältemaschinen ist die Gewährleistung eines energetisch optimalen Betriebs komplex und Gegenstand zahlreicher Veröffentlichungen. Zentral ist die Wahl des Hochdrucks, da diese Größe einen signifikanten Einfluss auf den Verdichter, und somit auf den Hauptverursacher des Gesamtleistungsbedarfs, ausübt. Der Hochdruck wird üblicherweise durch die Öffnung des Expansionsorgans hinter dem Gaskühler beeinflusst. Neben dem Hochdruck beeinflussen der Zustand und der Massenstrom des Sekundärfluids im Gaskühler die Energieeffizienz. Im Rahmen dieser Arbeit werden Kältemaschinen untersucht, bei denen die Wärmestromabgabe direkt an die Umgebung erfolgt und die Luftzufuhr mit Ventilatoren geregelt wird. Die Abbildungen 1.1 und 1.2 stellen ein solches System und den zugehörigen Prozess im p - h -Diagramm dar.

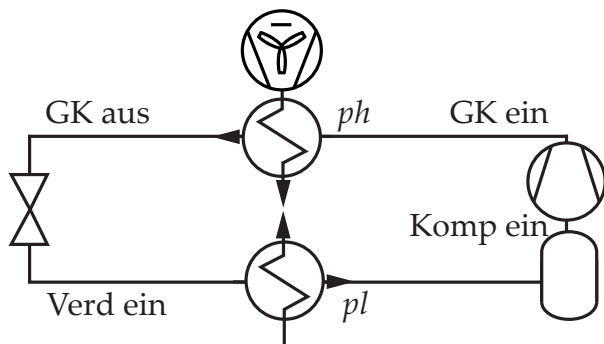


Abbildung 1.1: System mit Expansionsventil und Ventilator

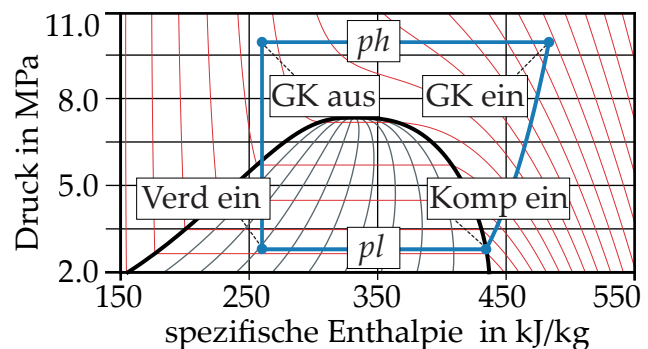


Abbildung 1.2: Prozess des Systems mit Expansionsventil und Ventilator im p - h -Diagramm

In weiten Teilen der Literatur werden Hochdrucksollwerte wie folgt bestimmt: Die Ventilatordrehzahl wird derart angepasst, dass das Kältemittel am Gaskühleraustritt eine festgelegte Temperaturdifferenz zur Umgebung hat. Der Istwert der Kältemittelaustrittstemperatur wird benutzt um mit Formeln Sollwerte für die Unterkühlung bzw. den Hochdruck zu bestimmen. Die Veröffentlichungen von Kauf (1999), Liao u. a. (2000), Chen und Gu (2005) und Aprea und Maiorino (2009) dienen in dieser Arbeit als Referenz für den transkritischen Betrieb. Sämtliche dargelegten Formeln sind zumindest teilweise empirischer Natur. Sie gehen zurück auf die grafische Hochdruckbestimmung nach Inokuty (1923). Eine Regelung auf Basis von empirischen Formeln hat signifikante Nachteile:

- Die empirischen Formeln basieren nur zu einem Teil auf physikalischen Gleichungen. Sie wurden auf Basis von Regressionen von Simulations- und Messdaten erstellt. Die allgemeine Übertragbarkeit wird von Cecchinato u. a. (2010) in Frage gestellt. Konkret werden in Cabello u. a. (2008) energetische Einbußen von bis zu 12 % messtechnisch nachgewiesen.
- Komplexe empirische Formeln weisen zahlreiche Parameter auf. Diese sind in Abhängigkeit der konkreten Anlage zu wählen. Aufgrund von zeitlich veränderlichen Systemeigenschaften und Betriebspunktänderungen können weitere Anpassungen erforderlich sein.

Um diesen Nachteilen zu begegnen, schlagen Cecchinato u. a. (2010) den Einsatz von neuartigen und echtzeitfähigen Algorithmen zur Bestimmung von optimalen Sollwerten für den Hochdruck vor. Entsprechende Ansätze werden im Folgenden bezüglich des notwendigen Systemwissens unterschieden.

Sehr detaillierte und entsprechend aufwändige Modelle sind notwendig für modellprädiktive Regelungen. Die Wahl der Betriebspunkte und der Werte der Stellgrößen wird in ein mathematisches Optimierungsproblem überführt, siehe Betts (2010). Modellprädiktive Regelungen dienen zunehmend der Bestimmung von Sollwerten. Die Einregelung erfolgt aus Stabilitätsgründen beispielsweise mit PID-Reglern (Åström und Hägglund, 2006), (Yu, 2006). Ein Vorteil von modellprädiktiven Regelungen ist die Möglichkeit Nebenbedingungen wie Druckobergrenzen zu berücksichtigen. Der wesentliche Nachteil ist der hohe mathematische Aufwand. Um diesen zu reduzieren, wird das Kreislaufmodell in Leducq u. a. (2006) linearisiert und die Wärmeübertrager in Gräber (2014) mit Hilfe des *Moving Boundary* Ansatzes mit nur wenigen differentiellen Zuständen abgebildet.

Für den Entwurf von Extremwertreglern ist weniger Modellbildung notwendig. Durch eine sinusförmige Anpassung von dem Querschnitt des Expansionsorgans und eine Abschätzung der *Leistungszahl* (engl. Coefficient of Performance, COP) mit Hilfe von Messsignalen kann die partielle Ableitung des COP nach dem Hochdruck ermittelt werden. Eine COP-maximierende Wahl der Betriebspunkte erfolgt, indem diese Ableitung mit PI-Reglern auf null geregelt wird. Eine gewisse Systemkenntnis ist zur Wahl der sinusförmigen Anregung und der Filterauslegung erforderlich (Krstić, 2000). Die Anregung kann jedoch zu unerwünschten Schwingungen führen und ist in Zusammenhang mit einigen Ventilen aufgrund des hysteresee-ähnlichen Verhaltens problematisch (Gerry, 2005). In Li u. a. (2009) und Hu u. a. (2015) werden Extremwertregler für die Luftvorwärmung und die Regelung von CO₂-Wärmepumpen verwendet.

Weitere Ansätze streben eine Betriebspunktoptimierung unter Verwendung eines nur minimalen Systemwissens an. Zhang und Zhang (2011) schätzen die partielle Ableitung des COP nach dem Hochdruck als finite Differenz, wobei der Ventilquerschnitt zu festgelegten Zeitpunkten verändert wird. In Minetto (2011) und Peñarrocha u. a. (2014) erfolgt eine Erhöhung oder Verringerung der Querschnittsfläche um einen festen Wert – je nachdem, ob die letzte Veränderung zu einer Erhöhung oder Verringerung des COP geführt hat. Beide Verfahren sind sehr träge. Aufgrund der fehlenden Filterung ist es im Gegensatz zu Extremwertreglern schwer zu unterscheiden, ob Verbesserungen des COP tatsächlich durch Anpassungen des Hochdrucks oder beispielsweise eine abfallende Kältebelast hervorgerufen werden.

Zusammenfassend sind die neuartigen Ansätze zur Bestimmung von Sollwerten für den Hochdruck entweder aufgrund eines hohen mathematischen und modellierungstechnischen Aufwands oder aufgrund der Notwendigkeit zur Systemanregung schwer anwendbar. Ganz wesentlich ist zudem, dass die Ventilatoren in den Gaskühlern nicht umfassend berücksichtigt werden.

Allgemein bewirkt eine Erhöhung der Ventilatordrehzahl eine stärkere Kältemittelabkühlung, und somit, bei einer gleichbleibenden Kälteleistung, eine Reduzierung des Kältemittelmassenstroms. Dies wirkt sich positiv auf die Leistungsaufnahme der Verdichter, jedoch negativ auf die Leistungsaufnahme der Ventilatoren aus. Roth (2011) zeigt, dass die Vernachlässigung der Ventilatorleistung bei der Betriebspunktwahl im Falle von älteren Ventilatoren, hohen Lufteintrittstemperaturen und niedrigen Verflüssigungstemperaturen zu energetischen Einbußen von bis zu 30 % führt.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Ansatz zur energieoptimierten Bestimmung von Betriebspunkten entwickelt, welcher die genannten Nachteile überwindet und weder detaillierte Modelle noch Systemanregungen erfordert. Über den bisherigen Stand der Wissenschaft hinaus werden energieoptimierte Werte für sowohl den Hochdruck als auch die Ventilatordrehzahl bestimmt. Neben den Leistungsaufnahmen der Verdichter werden explizit diejenigen der Ventilatoren berücksichtigt.

Wichtige Vorarbeiten für die vorliegende Arbeit bezüglich der Hochdruckbestimmung für den transkritischen Betrieb von CO_2 -Anlagen sind Kim und Kim (2012) und Kim u. a. (2014). Dort wird ein inkrementeller COP geschätzt, welcher sich durch Erhöhungen des Hochdrucks ergeben würde. Wenn der inkrementelle COP höher ist als der mit Messdaten berechnete aktuelle COP, wird der Hochdruck tatsächlich erhöht et vice versa. Nachteilig ist auch bei diesem Ansatz, dass die Ventilatoren nicht berücksichtigt werden. Zudem vernachlässigt die vereinfachende Annahme einer konstanten Kältemitteltemperatur hinter dem Gaskühler, dass ein steigender Hochdruck insbesondere bei Systemen mit kleinen Gaskühlern zu stärkeren Abkühlungen, und somit niedrigeren Massenströmen, des Kältemittels führt. Diese Vernachlässigung verhindert eine subkritische Anwendung. Übernommen wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit die Art der Schätzung, inwiefern der Hochdruck den Austrittszustand aus dem Verdichter beeinflusst.

Weitere wichtige Vorarbeiten sind Larsen u. a. (2003), Larsen u. a. (2004) und Larsen und Thybo (2004). Das Expansionsorgan dient zur Regelung der Überhitzung, sodass der Hochdruck mit der Ventilatordrehzahl im Verflüssiger geregelt wird. Im Gegensatz zu den vorherigen Veröffentlichungen wird die Ventilatorleistung bei der Betriebspunktwahl explizit berücksichtigt. Die Einflüsse auf die Leistungsaufnahmen des Ventilators und Verdichters werden mit einem stationären Modell quantifiziert. Die Summe dieser Sensitivitäten dient als Eingang für einen Regler mit dem Sollwert null. Der Ansatz weist Ähnlichkeiten mit Extremwertreglern und dem im Rahmen dieser Arbeit verfolgten Regelansatz auf, da das Eingangssignal des Reglers äquivalent zu der partiellen Ableitung des COP nach der Ventilatordrehzahl ist. Sowohl die Parameterschätzung der stationären Modelle als auch die Bestimmung der Sensitivitäten erfolgt jedoch mit numerischen Ansätzen. In Larsen (2005) wird beschrieben, wie zusätzlich die Ventilatordrehzahl im Verdampfer optimiert werden kann. Die Implementierbarkeit ist weiterhin erschwert, da Anpassungen wichtiger Parameter an das jeweilige System und numerische Ansätze zur kontinuierlichen Parameterschätzung notwendig sind. Außerdem bleibt die Anwendbarkeit auf den subkritischen Betrieb beschränkt.

Wahl der Betriebspunkte für zusätzliche Wärmeauskopplung

Wenn neben der Kühlanforderung ein zusätzlicher Wärmebedarf besteht, kann dieser durch eine Wärmeauskopplung abgedeckt werden. Eine Wärmeauskopplung wird mit verschiedenen Systemverschaltungen ermöglicht, welche von Arias (2005) gegenübergestellt werden. Sowohl in der Praxis als auch in der Literatur (Arias, 2005), (Sawalha und Chen, 2009), (Titze, 2017) wird ein Aufbau bevorzugt, bei welchem zusätzliche Wärmeübertrager zwischen dem Verdichter und dem eigentlichen Gaskühler installiert und in Reihe geschaltet werden, siehe Abbildung 1.3.

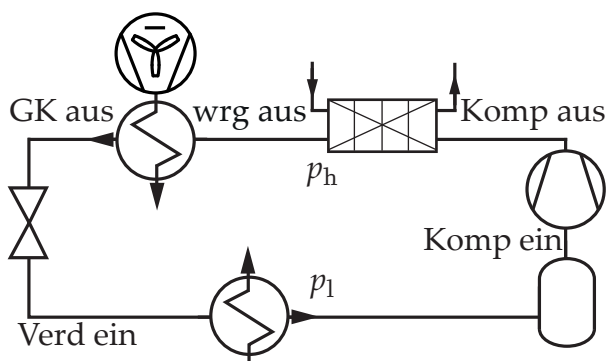


Abbildung 1.3: System mit für die Wärmeauskopplung in Reihe geschalteten Wärmeübertragern

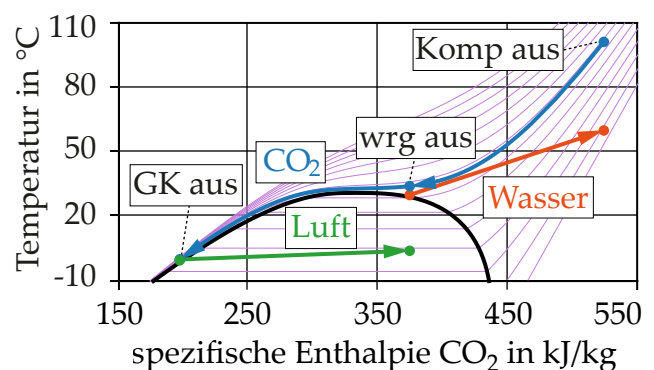


Abbildung 1.4: Für eine Wärmeauskopplung vorteilhafter Temperaturleit von CO_2

Wärmeauskopplungen sind in vielen Anwendungsfeldern energetisch vorteilhaft gegenüber dem Betrieb zusätzlicher Wärmepumpen. Aufgrund der hohen Kältemitteltemperatur und volumetrischen Energiedichte am Verdichteraustritt trifft dies insbesondere auf Kompressionskältekreisläufe mit dem Kältemittel CO_2 zu (Tassou u. a., 2011), (Colombo u. a., 2010), (Polzot u. a., 2016), (Sawalha, 2013), (Shi u. a., 2017). Ein weiterer Grund hierfür ist der Temperaturgleit im transkritischen Betrieb: Da die Temperaturprofile des Kältemittels und des aufzuheizenden Mediums gut aneinander anpassbar sind und eine niedrige mittlere Temperaturdifferenz ermöglicht wird, können geringe thermodynamische Verluste resultieren (Kim u. a., 2004). Ein vorteilhafter Verlauf der Temperaturprofile ist abgebildet in dem T-h-Diagramm in Abbildung 1.4.

Eine Übersicht über Verwendungsmöglichkeiten des rückgewonnenen Wärmestroms mit den dazugehörigen Temperaturniveaus ist dargelegt von Sawalha und Chen (2009). Überwiegend wird der Wärmestrom zur Warmwasseraufbereitung bis zu 70°C (Kim u. a., 2004) und zur Gebäudeheizung (Karampour und Sawalha, 2014a) genutzt. Detaillierte Analysen über die Höhe des Wärmebedarfs und die Einflussfaktoren werden von Titze (2017) am Beispiel eines modernen nordeuropäischen Supermarkts dargelegt. Demnach wird der Heizbedarf des Gebäudes stark von der Beleuchtungsart und der Luftwechselrate beeinflusst. In weiten Teilen der Literatur wird dieser Bedarf als linear abhängig von der Umgebungstemperatur angenähert, wobei ein Heizbedarf ungefähr bis zu einer Temperatur von 10°C (Sawalha, 2013), (Sawalha und Chen, 2009), (Royal, 2010) besteht. Von Shi u. a. (2017) wird eine obere Grenze von 13°C genannt, wobei der Heizbedarf ab einer Umgebungstemperatur von 9°C so gering ist, dass er ohne Anpassungen des Betriebspunkts befriedigt wird.

Bei niedrigen Umgebungstemperaturen und hohen Wärmebedarfen ist eine Anpassung des Betriebspunkts erforderlich. Gemäß dem Stand der Wissenschaft wird der Hochdruck solange erhöht, bis der rückgewinnbare Wärmestrom dem Heizbedarf entspricht. In dem p - h - und T - h -Diagramm in Abbildung 1.5 wird der Zusammenhang für zwei Betriebspunkte veranschaulicht. Eine umfassende Betriebsstrategie wird von Sawalha (2013) und Karampour und Sawalha (2014b) dargestellt. Neben einer kontinuierlichen Hochdruckerhöhung wird die Ventilatordrehzahl zunehmend abgesenkt. Bei einem sehr hohen Heizbedarf wird der zuletzt durchströmte und ausschließlich zur Abkühlung des Kältemittels verwendete Gaskühler schließlich überbrückt, siehe auch Tambovtsev u. a. (2010). Da das Kältemittel weniger stark gekühlt wird, steigt der zur Abdeckung einer gegebenen Kältelast erforderliche Kältemittelmassenstrom, und somit auch der rückgewinnbare Wärmestrom, an.

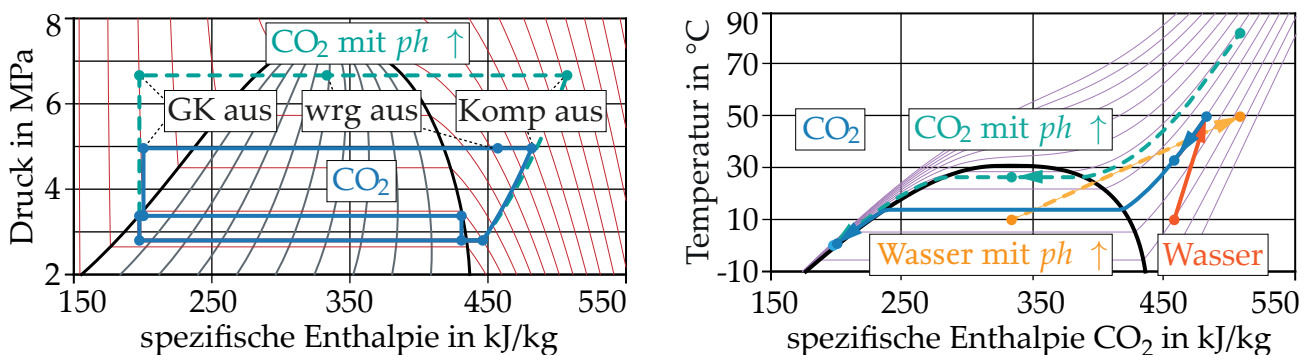


Abbildung 1.5: Prozess des Systems mit und ohne Erhöhung des Hochdrucks ph im p - h -Diagramm (links) und im T - h -Diagramm (rechts). Gemäß dem Stand der Wissenschaft wird der Hochdruck solange angepasst, bis der rückgewinnbare Wärmestrom dem Heizbedarf entspricht.

Trotz der vorteilhaften Eigenschaften des Kältemittels CO_2 und den zahlreichen Veröffentlichungen zur Wärmeauskopplung ist diese nicht zwingend energetisch vorteilhaft für alle Anwendungen.

Ein entsprechendes Beispiel wird von Lemke (2005) untersucht: Für den Betrieb eines Hotels in einer tropischen Stadt in Ostbrasilien besteht sowohl Bedarf an einer Raumklimatisierung als auch an einer Warmwasseraufbereitung, wobei der Heizbedarf nur ca. 5 % des Kältebedarfs entspricht. Untersucht werden sowohl ein- als auch zweistufige Verschaltungen. Die energetisch beste Variante weist parallel angeordnete Verdichter und parallel durchströmte Gaskühler auf und ist ähnlich zweier getrennter einstufiger Anlagen. Zweistufige Verschaltungen mit seriell angeordneten Gaskühlern sind energetisch schlechter, da der gesamte Kältemittelmassenstrom für die Warmwasseraufbereitung auf ein sehr hohes Temperatur- und Druckniveau erhöht werden muss. Da einstufige Anlagen kostengünstig und wartungsarm sind, wird eine getrennte Bereitstellung der Kälte- und Heizleistung empfohlen.

Solche Bewertungen und allgemein die energetischen Betrachtungen von Betriebspunkten und -strategien hängen davon ab, ob Energiespeicher vorhanden sind. Obwohl dies, bspw. im Supermarktbereich, häufig der Fall ist, wurde deren Einsatz zur energetischen Verbesserung des Betriebs mit Wärmeauskopplung bisher nicht umfassend untersucht. Ein positives Gegenbeispiel ist Titze (2017), welche einen Supermarkt mit drei thermischen Energiespeichern auf unterschiedlichen Temperaturniveaus betrachtet. Die Arbeit zeigt sowohl die Einsparpotentiale als auch die Herausforderungen bei der Wahl geeigneter Betriebspunkte. Aufgrund der Systemkomplexität wird die Betriebsstrategie vereinfachend mit einer regelbasierten Heuristik abgebildet.

Ein alternativer Ansatz wird von Nöding u. a. (2016) verfolgt. Ein CO_2 -Kompressionskältekreislauf mit thermischem Energiespeicher wird derart modelliert, dass sowohl die thermophysikalischen Stoffdaten als auch die weiteren Modellgleichungen mehrfach stetig differenzierbar sind. Die Werte für den Hochdruck werden als Lösung eines Optimalsteuerungsproblems bestimmt. Die Anforderungen an die Kältelast und den Heizbedarf werden zu jedem Zeitpunkt erfüllt und ein Minimalwert des zeitliche Integrals der Leistungsaufnahme der Verdichter erreicht. Auch für stationäre Randbedingungen resultiert ein zyklischer Betrieb, bei welchem der Energiespeicher abwechselnd be- und entladen wird. Die Effizienz des Betriebs mit Wärmeauskopplung, welche bereits zuvor besser als der Einsatz von Wärmepumpen war, wird weiter erhöht. Durch die Betriebspunktwechsel kann in Fällen wie dargelegt in Lemke (2005) die Notwendigkeit für eine anlagentechnisch getrennte Bereitstellung der Kälte- und Heizleistung entfallen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die Ausführungen von Nöding u. a. (2016) zur Wärmeauskopplung von Systemen mit Energiespeicher fortgeführt und unter Anderem um die Wahl der Ventilatordrehzahl und um eine praxisnahe regelbasierte Umsetzung erweitert. Die energieoptimale Zyklusdauer ist im niedrigen Stundenbereich und die zu speichernde Energiemenge moderat, sodass sensible Schicht-Wasserspeicher verwendet werden können. Diese sind leicht verfügbar, kostengünstig und technisch ausgereift.

Für die von Nöding u. a. (2016) und im Rahmen dieser Arbeit entwickelte zyklische Betriebsweise sind Langzeitspeicher demnach nicht notwendig. Dass diese weitere Einsparungen ermöglichen, wird von Karampour u. a. (2015) für einen Supermarkt mit dem Kältemittel CO_2 gezeigt. In Kombination mit geeigneten Betriebspunkten und -strategien sind Langzeitspeicher demnach sinnvoll bei hohen Heizbedarfen. Die technische Umsetzung solcher Speicher wird in zahlreichen europäischen Forschungsprojekten untersucht. COMTES (2015) dient der Erforschung und Anwendung von sowohl Phasenwechsel- als auch Ab- und Adsorptionsspeichern. Als Phasenwechselmaterial wird Natriumacetat-Trihydrat verwendet. Sorptionsprozesse wurden auch in MERITS (2015) und BE-SOL (2017) untersucht. Gegenüber Warmwasserspeichern wird die Energiedichte um den Faktor drei bis sechs erhöht. Nachteilig bei Sorptionsprozessen sind die Aggressivität der Arbeitsstoffpaarungen

gegenüber metallischen Werkstoffen. Die Korrosionsproblematik wird für Systeme mit Unterdruck verringert – hierbei überwiegen jedoch Nachteile wie der hohe Herstellungsaufwand.

Reglerentwurf und -parametrierung für Kompressionskältekreisläufe

Aus regelungstechnischer Sicht können Kälteanlagen unterschieden werden, ob die Regelung dezentral oder zentral erfolgt. Bei dezentralen Regelungen werden die Regelgrößen mit voneinander unabhängigen Reglern, und bei zentralen Regelungen von nur einem Regler geregelt. Dezentrale Regelungen können sich aus Ein- oder Mehrgrößenreglern zusammensetzen (Lunze, 2010a).

Der Vorteil von Mehrgrößenreglern ist die Berücksichtigung der systeminhärenten Querkopplungen. *Linear-Quadratic-Gaussian Regulator* sind (Mehrgrößen-)Optimalregler, welche mit Hilfe von Kalmanfiltern realisiert werden. Die Abkürzung setzt sich aus den Annahmen eines linearen Modells, einer quadratischen Kostenfunktion und gaußschen Störungen zusammen. Von Liu u. a. (1996) und Schurt u. a. (2009) wird ein solcher Regler entwickelt, der die Verdichterdrehzahl und die Öffnung des Expansionsventils hinter dem Verflüssiger festlegt. Die Komplexität der Regler ist abhängig von dem mathematischen Modell (Lunze, 2010b), sodass eine Modellreduktion erforderlich sein kann. Von Liu u. a. (1996) wird der Kältekreislauf mit fünf differentiellen Zuständen abgebildet. Von He u. a. (1998) wird ein von He u. a. (1997) vorgestelltes Modell verwendet, bei welchem die Wärmeübertrager mit dem bereits erwähnten Moving Boundary Ansatz modelliert sind.

Mehrgrößenregelungen können zudem als modellprädiktive Regelungen umgesetzt werden. Yin u. a. (2014) und Yin u. a. (2016) regeln die Überhitzung und die Differenz zwischen dem Hoch- und Niederdruck auf Basis eines linearisierten Modells. Gräber (2014) implementiert eine Überhitzungsregelung mit einem nichtlinearen Modell. Weitere Anwendungen prädiktiver Regelungen bei Kältekreisläufen sind von Wallace u. a. (2012), Jain u. a. (2014) und Yin u. a. (2014) beschrieben. Die direkte Anbindung an die Stellglieder ist vorteilhaft, wenn die Anlagen hochdynamisch betrieben werden. Wie bereits erwähnt, werden modellprädiktive Regelungen jedoch häufig zur Sollwertbestimmung von herkömmlichen linearen Reglern verwendet (Åström und Hägglund, 2006), (Yu, 2006).

Der Nachteil von Mehrgrößenreglern und den genannten Ansätzen ist deren Komplexität. Bei der Mehrheit der Veröffentlichungen über Kompressionskältekreisläufe werden daher Eingrößenregler verwendet, siehe beispielsweise Elliott und Rasmussen (2008), Gräber (2014) und Varchmin (2018).

Die bei Eingrößenreglern notwendige Zuordnung der Stell- zu den Regelgrößen kann mit der *Relativen Verstärkungsmatrix* (engl. Relative Gain Array, RGA) nach Bristol (1966) erfolgen. Diese wird von He u. a. (1997), Varchmin (2018) und Nöding u. a. (2018b) für Kältekreisläufe ausgewertet und bestätigt die von Jensen und Skogestad (2007a) und Jensen und Skogestad (2007b) vorgeschlagene Zuordnung: Je nach Installationsort des Kältemittelsammlers erfolgt eine Regelung des Hochdrucks, der Unterkühlung oder der Überhitzung mit einem Expansionsorgan hinter dem Gaskühler. Die Verdichterdrehzahl dient zur Regelung des Niederdrucks oder der Austrittstemperatur des zu temperierenden Mediums. Die Verwendung von Eingrößenreglern hat die folgenden Nachteile:

- Die systeminhärenten, und insbesondere im subkritischen Betrieb stark ausgeprägten, Querkopplungen werden nicht berücksichtigt.
- Mit dem Ziel der Komplexitätsreduktion wird bisher kein physikalisches Modell verwendet. Bei der überwiegenden Mehrheit der Veröffentlichungen wird daher nicht dargelegt, wie die Reglerparameter an unterschiedliche Betriebspunkte anzupassen sind. Dies ist aber wichtig für CO₂-Kompressionskältekreisläufe, welche sowohl sub- als auch transkritisch betrieben werden.

Ein weiteres Problem betrifft sowohl die genannten Veröffentlichungen über die Mehr- als auch über die Eingrößenregler: Insbesondere bei stationären Anwendungen weisen ähnliche Anlagen häufig Unterschiede bei gewissen Komponenten oder zumindest bei den Rohrlängen und Verbauungen der Sensoren auf; die Einflüsse auf das dynamische Systemverhalten sind derart stark, dass die Regler an jedes System angepasst oder von vorneherein sehr robust ausgelegt werden müssen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein neuartiger Ansatz entwickelt um den dargelegten Nachteilen zu begegnen. Als Kompromiss zwischen den Mehr- und Eingrößenreglern werden zur Regelung von Kompressionskältekreisläufen erstmals Entkopplungsregler eingesetzt. Deren Grundgedanke ist es die systeminhärenten Querkopplungen zu kompensieren und das entkoppelte System mit herkömmlichen Eingrößenreglern zu regeln. Obwohl die Komplexität gegenüber den genannten Mehrgrößenreglern stark verringert ist, wird eine ausreichende und vielfach ähnliche Regelgüte erreicht. In der Literatur existieren zahlreiche Entwurfsverfahren für Entkopplungsregler. In dieser Arbeit werden die Ansätze nach Luyben (1970), Åström u. a. (2001), Garrido u. a. (2011b), Garrido u. a. (2011a), Garrido u. a. (2013), Morilla u. a. (2008) und Garrido u. a. (2014). Neben der Auswahl geeigneter Verfahren wird in der vorliegenden Arbeit beschrieben, wie die Entkopplungsregler sowohl an das System als auch an den Betriebspunkt angepasst werden können. Hierzu ist eine Beschreibung des relevanten Eingangs-Ausgangsverhalten des Systems mit vereinfachten Ersatzmodellen notwendig. Der entsprechende Abschnitt der vorliegenden Arbeit basiert auf Nöding u. a. (2018a) und Nöding u. a. (2018b).

Eine sehr einfache Beschreibung des Eingangs-Ausgangsverhaltens von stabilen Systemen ist möglich, wenn *First-Order Plus Time Delay* (FOPTD) Modelle als Ersatzmodelle dienen. Diese bestehen aus einem Verzögerungsglied erster Ordnung und einer Totzeit und weisen drei Parameter auf. Die Anpassung der Parameter an das Systems erfolgt mit einem Identifikationsprozess. Dieser erfordert eine Systemanregung, welche zu signifikanten Ausschlägen der Regelgröße führt (Gerry, 2005). Systemanregungen können prinzipiell mit ein- bzw. ausgeschalteten Reglern erfolgen. Die Verfahren der ersten Kategorie sind schnell anwendbar, erfordern jedoch zuvor sinnvoll ausgelegte Regler (Berner, 2015). Die Anregung und Auswertung können zudem im Zeit- oder Frequenzbereich erfolgen (Yu, 2006). In zahlreichen Softwareprodukten wie LabView (National Instruments, 2019) wird das *Relay-Autotuning* nach Åström und Hägglund (1984) verwendet. Eine Weiterentwicklung stellt das *Asymmetric Relay-Autotuning* nach Berner u. a. (2014) und Berner u. a. (2016) dar. Dies funktioniert jedoch nicht bei Systemen, welche eine Ordnung von eins und eine Laufzeit von null aufweisen. Auch aufgrund der einfachen Interpretierbarkeit werden die FOPTD-Modelle im Rahmen der vorliegenden Arbeit mit einfachen Sprungantworten auf Basis einer neuartigen Modifikation des von Åström und Hägglund (2006) und Fedele (2009) vorgestellten Flächenverfahrens identifiziert.

Neben der einfachen Identifizierbarkeit weisen FOPTD-Modelle zwei weitere Vorteile auf. Erstens wird im Rahmen dieser Arbeit gezeigt, wie die an ein System angepassten Werte der Parameter in Abhängigkeit des Betriebspunkts umzurechnen sind. Zweitens enthalten FOPTD-Modelle ausreichend Informationen zur Auslegung von PI- und PID-Reglern. Somit können diese weit verbreiteten Regler in dieser Arbeit auch in Verbindung mit Entkopplungsreglern verwendet werden.

Zahlreiche Auslegungsverfahren für PI- und PID-Regler werden in Åström und Hägglund (2006) und Lunze (2010a) dargelegt. Die verbreiteten Auslegungsregeln nach Ziegler u. a. (1942) sind nachteilig, da die Auslegung von PI-Reglern auf Basis von nur zwei Streckenparametern erfolgt und Stabilitätskriterien somit nicht eingehalten werden (Åström und Hägglund, 2006). Verbesserte Vorschriften zur Berechnung der Reglerparameter auf Basis der drei Parameter eines FOPTD-Modells werden von Ho u. a. (1995) und Åström und Hägglund (2004) beschrieben.

1.2 Ziele und Beiträge der Arbeit

Zur Erhöhung der Energieeffizienz von CO_2 -Kompressionskältekreisläufen durch eine verbesserte Regelung werden drei Ziele und geeignete Methoden abgeleitet. Alle Methoden sollen sub- und transkritisch und für Systeme mit Expansionsventil oder Ejektor anwendbar sein.

- Entwicklung einer energieoptimierenden Betriebsweise für Kältemaschinen durch quasistationäre Betriebspunktoptimierung mit Null-Gradientenregelung
- Entwicklung einer energieoptimierenden Betriebsweise für Systeme mit Energiespeicher für den Fall einer zusätzl. Wärmeauskopplung durch Null-Gradientenregelung und Optimalsteuerung
- Entwicklung einer energieoptimierenden Entkopplungsregelung auf Basis von Systemidentifikationen und Betriebspunktanpassungen

Entwicklung einer energieoptimierenden Betriebsweise für Kältemaschinen durch quasistationäre Betriebspunktoptimierung mit Null-Gradientenregelung

Die energetische Optimierung des Betriebs ist mit der Minimierung des zeitlichen Integrals der Leistungsaufnahme gleichzusetzen. Dieses Integral wird bei den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Kältemaschinen minimiert, indem der Kälte-COP zu jedem Zeitpunkt maximiert wird. Der Kälte-COP ist zunächst abhängig von dem Hochdruck. In dieser Arbeit werden Anlagen betrachtet, bei denen die Wärmestromabgabe mit Ventilatoren direkt an die Umgebungsluft erfolgt. Der Kälte-COP wird daher zusätzlich von der Ventilatordrehzahl beeinflusst. Dieser Einfluss wird bei dem Stand der Wissenschaft vernachlässigt. Zudem sind die gewählten Hochdrücke nicht optimal, da die Sollwerte mit vereinfachten empirischen Formeln bestimmt werden. Ein energieoptimaler Betrieb ist prinzipiell mit Extremwertreglern zu erreichen. Diese erfordern jedoch eine kontinuierliche Systemanregung, was zu unerwünschten Schwingungen führt und aufgrund des hysteresee-ähnlichen Verhaltens einiger Ventile nicht umsetzbar ist. Das in dieser Arbeit abgeleitete Ziel ist die Entwicklung einer Betriebsweise, bei welcher annähernd energieoptimale Werte für den Hochdruck und die Ventilatordrehzahl angefahren werden.

Ein wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit ist die Entwicklung neuartiger *algebraischer Gleichungen zur Beschreibung der partiellen Ableitungen des Kälte-COP* nach dem Hochdruck und der Ventilatordrehzahl. Die Herleitungen basieren auf physikalischen Gleichungen. Neben der *Leistungsaufnahme* des Verdichters wird auch diejenige *des Ventilators berücksichtigt*. Die partiellen Ableitungen werden für Systeme mit Expansionsventil mit und ohne Flash-Gas-Abscheidung und für solche, bei denen Ejektoren als Expansionsorgane dienen, hergeleitet. Werden die partiellen Ableitungen zu einem Gleichungssystem zusammengefasst, können annähernd energieoptimale Sollwerte für den Hochdruck und die Ventilatordrehzahl berechnet werden. Durch den weiteren wissenschaftlichen Beitrag der neuartigen *Null-Gradientenregelung* (NGR) können die energieoptimalen Betriebspunkte angefahren werden ohne dieses Gleichungssystem lösen, numerische Optimierungsverfahren verwenden oder Anpassungen an das System vornehmen zu müssen. Hierbei werden die Gleichungen der partiellen Ableitungen während des Betriebs mit Messgrößen ausgewertet und auf null geregelt. Die Methodik wird simulativ und experimentell validiert, Energieeinsparungen werden aufgezeigt und der Umgang mit fehlerhaften Messsignalen bewertet. Zudem wird mit Mess- und Simulationsdaten gezeigt, dass die Wahl des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl ein konvexes Optimierungsproblem ist, der Kälte-COP also ein einziges und globales Maximum hat.

Entwicklung einer energieoptimierenden Betriebsweise für Systeme mit Energiespeicher für den Fall einer zusätzlichen Wärmeauskopplung durch Null-Gradientenregelung und Optimalsteuerung

Neben dem Kühlbedarf kann ein Heizbedarf bestehen, welcher mit einer Wärmeauskopplung abzudecken ist. Bei dem Stand der Wissenschaft werden der Hochdruck so lange erhöht und die Ventilatordrehzahl so lange abgesenkt, bis der rückgewonnene Wärmestrom dem Heizbedarf entspricht. Nachteilig ist, dass die Leistungsaufnahme der Verdichter selbst bei geringen Heizbedarfen stark ansteigen kann, siehe Abbildung 1.5. Das im Rahmen dieser Arbeit abgeleitete Ziel ist es solche Betriebsweisen zu vermeiden und Effizienzverbesserungen durch einen hochdruckseitig installierten thermischen Energiespeicher und eine angepasste Betriebsweise zu erreichen.

Der wissenschaftliche Beitrag der Arbeit ist die Einführung, Analyse und simulative Implementierung einer *zyklischen Betriebsweise*, bei welcher der Hochdruck und die Ventilatordrehzahl eine gezielte Be- und Entladung des Energiespeicher bewirken. Die Energieoptimalität der zyklischen Betriebsweise wird theoretisch belegt und die Einsparpotentiale angegeben. Lösungen von Optimalsteuerungsproblemen dienen der Validierung und als Ausgangsbasis zur Entwicklung einer annähernd energieoptimalen und einfach zu implementierenden *regelbasierten zyklischen Betriebsweise*. Diese basiert erneut auf der Null-Gradientenregelung. Die Einsparungen werden für zahlreiche Anwendungsfelder und Szenarien mit detaillierten physikalischen Modellen nachgewiesen.

Entwicklung einer energieoptimierenden Entkopplungsregelung auf Basis von Systemidentifikationen und Betriebspunktanpassungen

Die beschriebenen Mehrgrößenregler erfordern Zustandsschätzer und Modellreduktionen. Zur Verringerung des Implementierungsaufwands werden in den meisten Veröffentlichungen über Kältekreisläufe Eingrößenregler eingesetzt. Aufgrund der systeminhärenten Kopplungen treten regelungstechnische Probleme bei dem Hochdruck und der Drehzahl der Ventilatoren vom Gaskühler auf. Dies gilt besonders für die sub- und transkritisch betriebenen CO₂-Anlagen. Zur Schwingungsunterdrückung werden die Regler in der Praxis sehr langsam ausgelegt oder die Anlagen mit einer maximalen Ventilatordrehzahl betrieben. Das im Rahmen dieser Arbeit abgeleitete Ziel ist eine neuartige und einfach zu implementierende Regelung, welche die systeminhärenten Kopplungen berücksichtigt und sowohl an das System als auch an den Betriebspunkt anpassbar ist.

Der wissenschaftliche Beitrag ist eine neuartige *Prozesskette zum Entwurf von Entkopplungsreglern* für stabile Systeme mit zwei Ein- und zwei Ausgängen. Die Prozesskette wird für den Entwurf eines Entkopplungsreglers zur Beeinflussung des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl verwendet. Der Entkopplungsregler wird für vereinfachte Ersatzmodelle ausgelegt. Deren Parameter werden für jedes System mit einer neuen *Modifikation des Flächenverfahrens* während des Anlagenbetriebs identifiziert. Mit einer neu entwickelten *Umrechnungsvorschrift* werden die Parameterwerte der Ersatzmodelle in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur beschrieben und während des Betriebs an den aktuellen Wert angepasst. Zahlreiche Entwurfsmethoden für Entkopplungsregler werden verglichen. Es wird gezeigt, dass die Anwendbarkeit der Methoden in Abhängigkeit von den Werten der Parameter der Ersatzmodelle variiert. Es werden *quantitative Auswahlkriterien* entwickelt und diese für den Hochdruck und die Ventilatordrehzahl von CO₂-Kompressionskältekreisläufen ausgewertet. Geeignete Entkopplungsregler werden implementiert, die Verbesserungen der Regelgüte simulativ und experimentell nachgewiesen und die energetischen Einsparungen abgeschätzt.

2 Energieoptimierter Betrieb von Kältemaschinen durch quasistationäre Betriebspunktoptimierung mit Null-Gradientenregelung

Die energetische Optimierung des Betriebs von Kältemaschinen ist für eine gegebene Kälteleistung gleichbedeutend mit der Minimierung des zeitlichen Integrals der Leistungsaufnahme. Da die betrachteten Kältemaschinen keine signifikanten Speicherterme aufweisen und schnell an Veränderungen der Randbedingungen anzupassen sind, ist die Minimierung des zeitlichen Integrals mathematisch äquivalent zu einer quasistationären Leistungsminimierung. Für eine konstante Kälteleistung entspricht dies einer Maximierung des Kälte-COP zu jedem Zeitpunkt.

Der Kälte-COP wird von zahlreichen Einflussgrößen beeinflusst. Einschränkend gilt jedoch bei vielen Anwendungen, dass der Niederdruck auf feste Vorgaben einzuregeln ist. Eine mögliche Überhitzung ist aus energetischer Sicht möglichst tief zu wählen (Varchmin, 2018) und der energetische Einfluss eines möglichen Mitteldruckniveaus ist zu vernachlässigen (Richter, 2012). Da diese Größen eine aus energetischer Sicht geringe Relevanz haben bzw. energieoptimale Sollwerte bereits bekannt sind, stellen der Hochdruck und die Drehzahl der an den Gaskühlern angebrachten Ventilatoren die einzigen relevanten Freiheitsgrade der in dieser Arbeit untersuchten Systeme dar.

Um diejenigen Werte für den Hochdruck und die Ventilatordrehzahl bestimmen zu können, welche den Kälte-COP maximieren, werden die dazugehörigen partiellen Ableitungen des Kälte-COP abgeschätzt. Hierzu werden neuartige und physikalisch motivierte Gleichungen entwickelt. Die partiellen Ableitungen können zu einem nichtlinearen Gleichungssystem zusammengefasst werden und ermöglichen somit die Berechnung von annähernd energieoptimalen Sollwerten. Der aufwändige numerische Lösungsprozess kann jedoch eine Anwendung in der Praxis verhindern. Um mit Hilfe der hergeleiteten Gleichungen für die partiellen Ableitungen des Kälte-COP dennoch die annähernd energieoptimale Betriebspunkte anfahren zu können, wird im Rahmen dieses Kapitels ein alternativer Ansatz verfolgt. Das Ziel ist eine quasistationäre Betriebspunktoptimierung durch eine kombinierte Verwendung der partiellen Ableitungen des Kälte-COP mit der neuartigen Null-Gradientenregelung. Die zu entwickelte Betriebsweise soll eine energieoptimierende und praxisnah umzusetzende Betriebsweise von Kältemaschinen ermöglichen.

2.1 Betrachtete Kreisläufe

Im Rahmen dieser Arbeit werden drei unterschiedliche und weit verbreitete Systeme untersucht, bei denen Expansionsventile oder Ejektoren als Expansionsorgane eingesetzt werden. Bei diesen Systemen kann sowohl der Hochdruck als auch die Ventilatordrehzahl angepasst werden.

Die erste Art von Systemen besteht aus einem Gaskühler mit Ventilator und je einem Expansionsventil, Verdampfer, Niederdrucksammler und Verdichter. Die Verschaltung und das p - h -Diagramm wurden bereits in den Abbildungen 1.1 und 1.2 dargestellt.

Zusätzlich betrachtet werden Kreisläufe mit Expansionsventil und Flash-Gas-Abscheidung wie gezeigt in den Abbildungen 2.1 und 2.2. Sie bestehen aus einem Gaskühler mit zugehörigem Ventilator, drei Expansionsventilen und je einem Verdichter, Sammler und Verdampfer. Der Vorteil

dieser Verschaltung ist, dass gasförmiges Kältemittel am Verdampfer vorbeigeführt wird und die Druckverluste somit signifikant verringert werden (Elbel und Hrnjak, 2004).

Des Weiteren werden Systeme untersucht, bei denen ein Ejektor das Expansionsventil hinter dem Gaskühler ersetzt, siehe die Abbildungen 2.3 und 2.4 für die Verschaltung und das p - h -Diagramm.

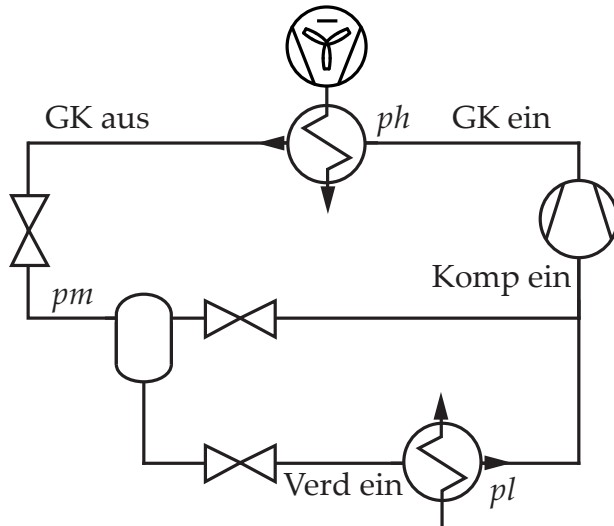


Abbildung 2.1: System mit Expansionsventil und Flash-Gas-Abscheidung

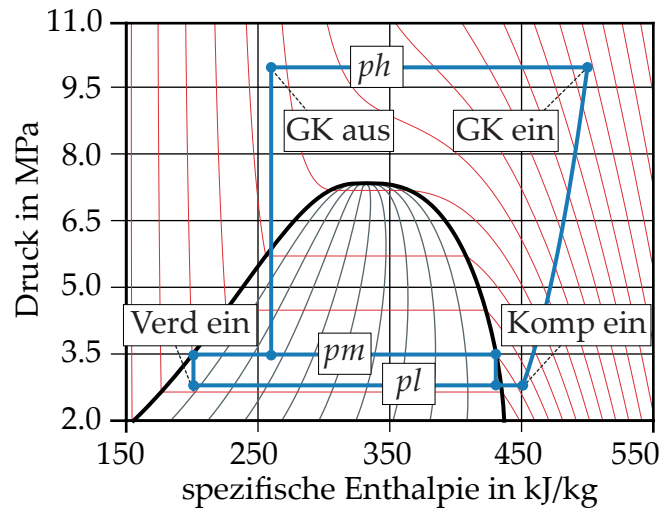


Abbildung 2.2: Prozess des Systems mit Expansionsventil und Flash-Gas-Abscheidung im p - h -Diagramm

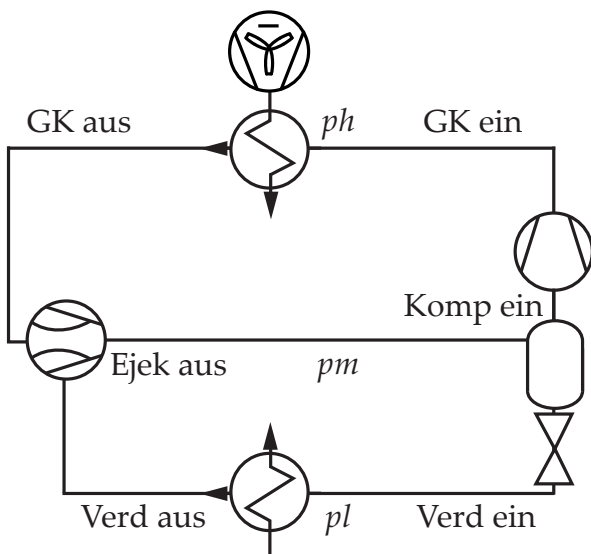


Abbildung 2.3: System mit Ejektor

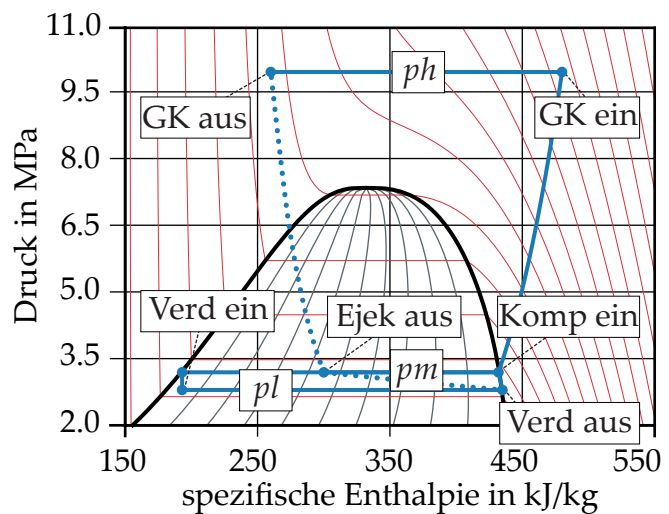


Abbildung 2.4: Prozess des Systems mit Ejektor im p - h -Diagramm

Die drei betrachteten Systemverschaltungen sind weit verbreitet. Die Gleichungen zur Beschreibung der partiellen Ableitungen des Kälte-COP gelten daher für zahlreiche mobile und stationäre Systeme in vielen Anwendungsfeldern. Näherungsweise trifft dies auch auf Systeme mit Parallelverdichtung zu. Diese Systeme sind sehr ähnlich zu den betrachteten Systemen mit Flash-Gas-Abscheidung. Anstatt das gasförmige Kältemittel jedoch zunächst von dem Mitteldruck- auf das Tiefdruckniveau zu drosseln, wird es direkt verdichtet. Der Aufbau und ein Vergleich mit weiteren Systemen mit Ejektoren sind in Schönenberger u. a. (2014) dargelegt. Die partiellen Ableitungen sind auch annähernd gültig für den in Ge und Tassou (2011) und Haida u. a. (2016) dargelegten Kreislauf mit internem Wärmeübertrager.

2.2 Prinzip der neuartigen Null-Gradientenregelung (NGR)

Anwendbarkeit quasistationärer Betriebspunktoptimierungen

Für die zuvor dargestellten Systeme ist eine energieoptimierte Betriebsweise zu entwickeln. Energieoptimiert bedeutet, dass die Energieaufnahme, also das zeitliche Integral der Leistungsaufnahme, für gegebene Randbedingungen und Anforderungen möglichst gering ist. Allgemein ist eine Betriebsstrategie zur Minimierung des zeitlichen Integrals nicht gleichzusetzen mit einer Betriebsstrategie, welche die jeweils aktuelle Leistungsaufnahme minimiert. Da dynamische Aspekte und zeitlich veränderliche Systemeigenschaften nicht berücksichtigt werden müssen, ist die zweite Betriebsstrategie zur Minimierung der jeweils aktuellen Leistungsaufnahme prinzipiell einfacher umzusetzen. Beide Betriebsstrategien sind äquivalent, falls die folgenden Bedingungen erfüllt sind.

Zunächst darf der dynamische Verlauf der Randbedingungen nicht zu beeinflussen sein. Die stationären Systeme in dieser Arbeit erfüllen diese Bedingung. Ein Gegenbeispiel ist die Streckenwahl eines Wanderers an einer Weggabelung: Zur Bestimmung des bestmöglichen Wegs muss dieser nicht nur die aktuellen Steigungen, sondern das komplette Höhenprofil beider Pfade berücksichtigen.

Relevant sind zudem die folgenden Kriterien: Erstens dürfen keine Integralterme in den Nebenbedingungen vorliegen. Zweitens darf das System keine, bzw. ausschließlich vernachlässigbare, Verzögerungselemente aufweisen. Aus Modellierungssicht bedeutet dies, dass keine differentiellen Zustände vorliegen und das Modell allein durch algebraische Gleichungen beschrieben wird.

Alle realen Systeme weisen Verzögerungselemente auf. Ob diese zu vernachlässigen sind, ist abhängig von dem Anwendungszweck. Da dieses Unterscheidungskriterium somit schwer anwendbar ist, wird es für die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Kompressionskältekreisläufe präzisiert.

Zunächst zu untersuchen ist die Möglichkeit schnelle Betriebspunktwechsel durchzuführen. Eine quasistationäre Optimierung der aktuellen Leistungsaufnahme ist nur dann sinnvoll, wenn die berechneten und angestrebten Betriebspunkte mit der realen Anlage erreicht werden, bevor sich das Optimum aufgrund veränderter Randbedingungen erneut stark verschiebt. Bei der Bewertung ist also das zeitliche Verhalten der Anlage ins Verhältnis zu setzen zu den zeitlichen Änderungsraten der relevanten Randbedingungen. Dies führt zu der folgenden Aussage:

Eine quasistationäre Optimierung kann nur dann äquivalent zu einer Minimierung des zeitlichen Integrals sein, wenn die Zeitkonstanten des Systems sehr viel geringer als die Änderungsraten der relevanten Randbedingungen sind.

Eine weitere Konsequenz basiert auf Abbildung 2.5. Diese zeigt mögliche Zusammenhänge zwischen dem Aufwand und dem Nutzen eines Systems. Bezogen auf die in dieser Arbeit untersuchten Kältekreisläufe ist der Aufwand die elektrische Leistungsaufnahme und der Nutzen ein Wärmestrom.

Falls der Zusammenhang zwischen dem Aufwand und dem Nutzen konvex ist (linke Seite von Abbildung 2.5), führt ein zusätzlicher Aufwand zu einer überproportionalen Erhöhung des Nutzens. Häufig ist dies jedoch nicht erwünscht. Anstatt ihn beliebig zu erhöhen, soll ein angestrebter Nutzen (Wärmestrom) mit möglichst wenig Aufwand (Leistungsaufnahme) bereitgestellt werden. Dies ist insbesondere möglich, falls das System über einen Energiespeicher verfügt. Aufgrund des Speichers ist der angestrebte Wärmestrom von dem Kältekreislauf nur im zeitlichen Mittel, je nach Anwendung, aufzunehmen oder abzugeben. Dies ist auch möglich, indem der Speicher abwechselnd in dem Betriebspunkt A aufgeladen und in dem Betriebspunkt E entladen wird. Die zeitlichen Mittel der

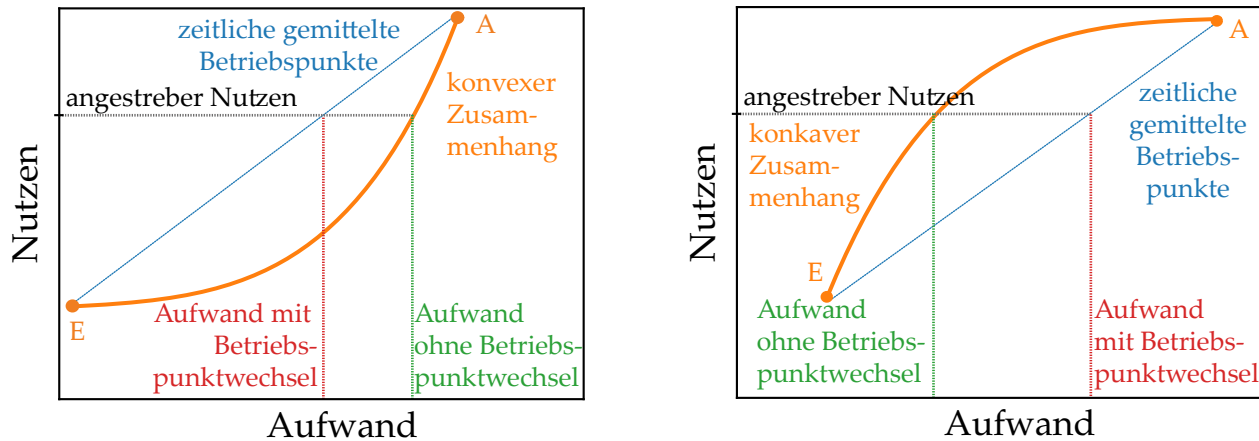


Abbildung 2.5: Konvexer (links) und konkaver (rechts) Zusammenhang zwischen Aufwand und Nutzen. Ein angestrebter Nutzen kann entweder in stationären Betriebspunkten (orange) oder durch Betriebspunktwechsel mit zeitlich gemittelten Betriebspunkten (blau) erfolgen. Betriebspunktwechsel erfordern (Energie-)Speicher und sind nur sinnvoll bei konvexen Zusammenhängen.

Betriebspunkte sind durch eine Verbindungslinie darstellbar. Je nach zeitlichem Anteil resultieren gemittelte Betriebspunkte weiter links bzw. weiter rechts auf der Verbindungslinie. Wie die linke Seite von Abbildung 2.5 zeigt, ist bei einem konvexen Zusammenhang der zeitlich gemittelte Aufwand mit Betriebspunktwechseln sehr viel geringer als der Aufwand ohne Betriebspunktwechsel.

Betriebspunktwechsel sind jedoch nicht immer vorteilhaft. Falls der Zusammenhang zwischen dem Aufwand und dem Nutzen konkav ist (rechte Seite von Abbildung 2.5), führt eine Erhöhung des Aufwands zu einer unterproportionalen Erhöhung des Nutzens. Zeitlich gemittelte Betriebspunkte haben ein unvorteilhaftes Nutzen-Aufwand-Verhältnis. Falls der Zusammenhang proportional ist, wird der durchschnittlich aufzubringende Aufwand nicht beeinflusst.

Eine Betriebsstrategie mit Be- und Entladungen eines Energiespeichers kann also vorteilhaft sein, ist jedoch nicht umsetzbar mit quasistationären Optimierungen. Der Grund ist, dass die Beladung des Speichers zu zunächst vermeidbaren Zusatzaufwendungen führt. Da die zukünftigen Einsparungen bei der quasistationären Optimierung nicht berücksichtigt werden, erfolgt keine Beladung. Eine quasistationäre Optimierung kann somit nur dann äquivalent zu der Lösung eines Optimalsteuerungsproblems sein, wenn ein Betrieb mit abwechselnden Be- und Entladungen nicht möglich oder energetisch nicht vorteilhaft ist. Diese Überlegung führt zu der Aussage:

Eine quasistationäre Optimierung kann nur dann äquivalent zu einer Minimierung des zeitlichen Integrals sein, wenn das System über keine Speichermöglichkeit verfügt oder der Zusammenhang zwischen dem Aufwand und dem Nutzen nicht konvex ist.

Neben den thermodynamischen Aspekten bilden die erwähnten Kriterien den Unterschied der Kapitel 2 und 3. Die Kreisläufe in Kapitel 3 weisen sowohl Energiespeicher als auch einen konvexen Zusammenhang zwischen der Leistungsaufnahme und dem rückgewinnbaren Wärmestrom auf. Zudem existiert eine Nebenbedingung mit Integralterm. Die komplexen Betriebsstrategien können als Lösung von Optimalsteuerungsproblemen bestimmt werden. Die Kältemaschinen in diesem Kapitel 2 haben keinen Energiespeicher. Es liegt keine Nebenbedingung mit Integralterm vor und die Änderungsraten der Randbedingungen sind gering, sodass ein annähernd energieoptimierter Betrieb durch quasistationäre Betriebspunktoptimierungen ermöglicht wird. Im Folgenden wird gezeigt, wie eine solche Optimierung mit der Null-Gradientenregelung umzusetzen ist.

Physikalisch-motivierte Regelung mit NGR

Die quasistationäre Optimierung des Kälte-COP wird durch die kombinierte Verwendung von algebraischen Gleichungen für die partiellen Ableitungen des Kälte-COP und der in diesem Abschnitt beschriebenen Null-Gradientenregelung erreicht. Der Ausgangspunkt ist, dass der Kälte-COP COP_k der betrachteten Systeme abhängig ist von dem Hochdruck ph und der Ventilatordrehzahl n_{Vent} . Wie bereits zu Beginn des Kapitels dargelegt, sind die Werte des Niederdrucks und, falls vorhanden, der Überhitzung und des Mitteldrucks, keine energetisch relevanten Freiheitsgrade.

$$COP_k = COP_k(ph, n_{Vent}) \quad (2.1)$$

Im energetisch optimalen Betriebspunkt sind die partiellen Ableitungen null.

$$\nabla COP_k(ph, n_{Vent}) = \begin{pmatrix} \left. \frac{\partial COP_k}{\partial ph} \right|_{n_{Vent}} \\ \left. \frac{\partial COP_k}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

$$(ph_{opt}, n_{Vent\ opt}) = \arg \max COP_k(ph, n_{Vent}) \Rightarrow \nabla COP_k(ph_{opt}, n_{Vent\ opt}) = \mathbf{0} \quad (2.3)$$

In Abschnitt 2.7 wird simulativ und in Abschnitt 2.8 experimentell nachgewiesen, dass die optimale Wahl des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl ein konvexes Optimierungsproblem ist. Es existieren also keine Sattelpunkte und nur ein einziges und globales Maximum des Kälte-COP. Somit ist auch der Umkehrschluss von Gleichung 2.3 gültig: Wenn die partiellen Ableitungen null sind, ist der Kälte-COP maximal.

$$(ph_{opt}, n_{Vent\ opt}) = \arg \max COP_k(ph, n_{Vent}) \Leftrightarrow \nabla COP_k(ph_{opt}, n_{Vent\ opt}) = \mathbf{0} \quad (2.4)$$

Ein energieoptimaler Betrieb wird also erreicht, indem der Hochdruck und die Ventilatordrehzahl derart angepasst werden, dass die dazugehörigen partiellen Ableitungen des Kälte-COP null werden. Obwohl dieser Zusammenhang bekannt ist, wird er bei dem Stand der Wissenschaft nicht verwendet, da für die in dieser Arbeit betrachteten Systeme bisher keine formelhafte Beschreibung der Ableitungen erfolgte. Dies wird im Rahmen dieses Kapitels nachgeholt. In Abschnitt 2.5 erfolgen Herleitungen für Systemverschaltungen von Kreisläufen mit Expansionsventilen und in Abschnitt 2.6 für eine weit verbreitete Systemverschaltung von Kreisläufen mit Ejektor.

Um das weitere Vorgehen deutlich zu machen, werden die in Abschnitt 2.5 hergeleiteten partiellen Ableitungen für die Systeme mit Expansionsventil vorweggenommen.

$$\left. \frac{\partial COP_k}{\partial ph} \right|_{n_{Vent}}^* = \frac{T_{GK\ aus} \beta_{GK\ aus} - 1}{\rho_{GK\ aus}} - \frac{c_{p\ GK\ aus} a_{ph} \cdot (\vartheta_{GK\ aus} - \vartheta_{umg})}{ph - ph_{min}} - \frac{h_{Komp\ ein} - h_{GK\ aus}}{ph - pl} \quad (2.5)$$

$$\left. \frac{\partial COP_k}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph}^* = P_{Komp} c_{p\ GK\ aus} a_{Vent} \cdot (\vartheta_{GK\ aus} - \vartheta_{umg}) + 3 P_{Vent} \cdot (h_{Komp\ ein} - h_{GK\ aus}) \quad (2.6)$$

Die linken Seiten können zu null gesetzt und die Gleichungen zu einem Gleichungssystem zusammengefasst werden. Gemäß Gleichung 2.4 können energieoptimale Werte für den Hochdruck und die Ventilatordrehzahl durch das Lösen dieses Gleichungssystems bestimmt werden. Die Herausforderung hierbei ist, dass das Gleichungssystem nichtlinear und zu komplex ist, um dieses explizit nach dem Hochdruck und der Ventilatordrehzahl aufzulösen. Dies trifft insbesondere zu,

falls zukünftig, oder bei alternativen Systemen, mehr als zwei Freiheitsgrade zu optimieren sind. Daher sind numerische Lösungsansätze wie das Newton-Raphson-Verfahren erforderlich.

Um den Lösungsaufwand zu reduzieren, wird ein alternativer Ansatz verfolgt, bei welchem der Gradient zu null geregelt wird. Hierbei wird jeder partiellen Ableitung eine beeinflussbare Größe zugeordnet, welche diese stark beeinflusst. Gleichung 2.5 zeigt, dass die partielle Ableitung des Kälte-COP nach dem Hochdruck sehr stark von dem Hochdruck abhängig ist. Die Untersuchungen in Abschnitt 2.3 und die Tabellen 2.1, 2.2 und 2.3 belegen, dass die partielle Ableitung des Kälte-COP nach der Ventilator Drehzahl sehr stark von der Ventilator Drehzahl beeinflusst wird.

Obwohl der Hochdruck und die Ventilator Drehzahl beide die Funktion eines energetisch relevanten Freiheitsgrads einnehmen, ist deren Rolle aus regelungstechnischer Sicht zu unterscheiden. Die Ventilator Drehzahl ist ein direkt zu wählender Systemeingang und als Stellgröße zu betrachten. Der Hochdruck ist eine Regelgröße, dessen Wert sehr gut durch die Stellgröße der Querschnittsfläche des Expansionsorgans zu beeinflussen ist, siehe auch Jensen und Skogestad (2007a). Erhöhte Querschnittsflächen verringern den Wert des Hochdrucks et vice versa.

Die partielle Ableitung des Kälte-COP nach dem Hochdruck wird also hauptsächlich durch den Systemeingang der Querschnittsfläche A_{ph} beeinflusst. Die partielle Ableitung des Kälte-COP nach der Ventilator Drehzahl wird im Wesentlichen durch den Systemeingang der Ventilator Drehzahl n_{Vent} beeinflusst. Nutzt man diese Zusammenhänge, gelangt man zu der Regelstruktur von Abbildung 2.6. Ein energieoptimierter Betrieb wird erreicht, indem die Regler die partiellen Ableitungen auf null regeln. Neben PID-Reglern sind hierfür die Kaskadenregler aus Abschnitt 2.3 geeignet.

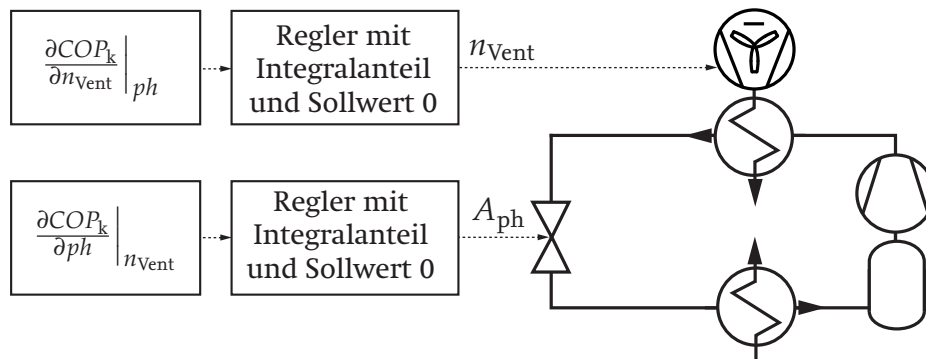


Abbildung 2.6: Vereinfachte Darstellung der neuartigen Regelstruktur mit dem NGR-Verfahren. Zur Maximierung der Energieeffizienz werden zwei partielle Ableitungen zu null geregelt.

Für dieses Verfahren wird der Begriff *Null-Gradientenregelung* (NGR) eingeführt. Algebraische Gleichungen zur Beschreibung der partiellen Ableitungen werden hergeleitet, in Echtzeit mit Hilfe von aktuellen Messgrößen ausgewertet und zur Maximierung der Effizienz auf null eingeregelt. Aufgrund der Regelstruktur ist kein numerischer Lösungsvorgang eines nichtlinearen Gleichungssystems notwendig. Im Gegensatz zu Methoden zum Lösen von Optimalsteuerungsproblemen werden keine numerischen Optimierungsalgorithmen verwendet und die Ableitungen im Gegensatz zu Larsen u. a. (2004) etc. nicht mit numerischen Ansätzen bestimmt. Im Gegensatz zu Larsen (2005) sind keine Zustands- oder Parameterschätzer notwendig. Da die Umsetzbarkeit somit erleichtert wird, kann dieses Verfahren die Grundlage für eine stärker physikalisch-orientierte Betriebspunktoptimierung bei weiteren Anwendungen schaffen.

Der Gedanke Ableitungen zu null zu regeln, wird bereits bei Extremwertreglern umgesetzt. Bei diesen werden die partiellen Ableitungen durch gezielte Systemanregungen ermittelt. Die vorliegende

Arbeit mit dem NGR-Verfahren setzt sich ab, indem die Ableitungen nicht auf Anregungen, sondern auf physikalischem Wissen über das System basieren. Dies ist aus mehreren Gründen vorteilhaft:

- Anregungen können zu unerwünschten Interaktionen mit weiteren Regelkreisen führen und bringen unnötige Unruhe in das System.
- Anregungen sind problematisch in Zusammenhang mit dem hysteresee-ähnlichen Verhalten einiger Expansionsorgane, siehe Gerry (2005).
- Auswertungen des Systemverhaltens auf der Basis von Anregungen sind insbesondere bei trägen Systemen zeitintensiv. Die Systeme können nur langsam auf Veränderungen der Randbedingungen reagieren (Li u. a., 2009).
- Extremwertregler erfordern häufig eine sinusförmige Anregung. Sowohl die Gestaltung der Anregung (Frequenz, Amplitude) als auch die Auslegung von notwendigen Hoch- und Tiefpassfiltern erfordern Kenntnisse über das dynamische Systemverhalten (Zhang und Ordóñez, 2012). Dieses kann sowohl system- als auch betriebspunktabhängig sein.
- Die Verwendung von Extremwertreglern wird erschwert, falls mehrere Eingänge zu wählen sind. Die Frequenzen müssen sich stark unterscheiden und dürfen keine Vielfachen voneinander sein (Zhang und Ordóñez, 2012). Diese und weitere Regeln erschweren die Erweiterbarkeit, siehe Xiao u. a. (2014).

Trajektorien und Zusammenspiel der Regler mit NGR

Das NGR-Verfahren wird eingesetzt um, ausgehend von einem beliebigen Betriebspunkt, denjenigen mit dem maximalen Kälte-COP zu erreichen. Im Folgenden wird gezeigt, dass die Trajektorien sowohl von dem System als auch von den Reglern abhängen. Die Regler seien sachgemäß ausgelegt, siehe hierzu Kapitel 4, sodass sie gut gedämpfte Einschwingvorgänge ermöglichen. Zudem wird ausgenutzt, dass die Konturplots der Systeme ellipsenähnlich sind, siehe hierzu die Abbildungen 2.17 und 2.18. Ausgangsbasis ist Abbildung 2.7. Diese stellt einen beispielhaften Konturplot des Kälte-COP in Abhängigkeit der Ventilatordrehzahl und des Hochdrucks dar.

Für den Grenzfall eines langsamen Regelkreises für die Ventilatordrehzahl (braun) wird zunächst ausschließlich der Hochdruck angepasst. Während des sich anschließenden Absenkens der Ventilatordrehzahl wird der jeweils zugehörige energieoptimale Hochdruck eingestellt. Dieser Teil der Trajektorie entspricht somit einer Ortskurve. Bei dem anderen Grenzfall (violett) ist der Regelkreis für den Hochdruck sehr langsam. Zunächst erfolgt ausschließlich eine Absenkung der Ventilatordrehzahl. Da sie an die träge sinkenden Hochdrücke angepasst wird, steigt die Ventilatordrehzahl anschließend entlang einer weiteren Ortskurve. Die Überlegungen zeigen, dass sämtliche Trajektorien für das Beispielsystem von Abbildung 2.7 innerhalb der grauen Fläche liegen.

Die dritte Trajektorie (pink) ist repräsentativ für *mittlere* Regler, bei denen die Dynamiken der geschlossenen Regelkreise ähnlich sind. Der Verlauf ist näherungsweise senkrecht zu den eingezeichneten Plateaus und folgt ungefähr dem steilsten Anstieg des Kälte-COP.

Die eingezeichneten Trajektorien beschreiben nicht den kürzesten Weg zu dem Endpunkt. Um eine solche Trajektorie zu bestimmen, muss das Gleichungssystem bestehend aus den Gleichungen 2.5 und 2.6 gelöst werden. Das beschriebene Vorgehen ist jedoch sachgemäß und die energetischen Einbußen vernachlässigbar, wenn die Randbedingungen geringe Änderungsraten aufweisen und das System dem optimalen Betriebspunkt ausreichend schnell folgt.

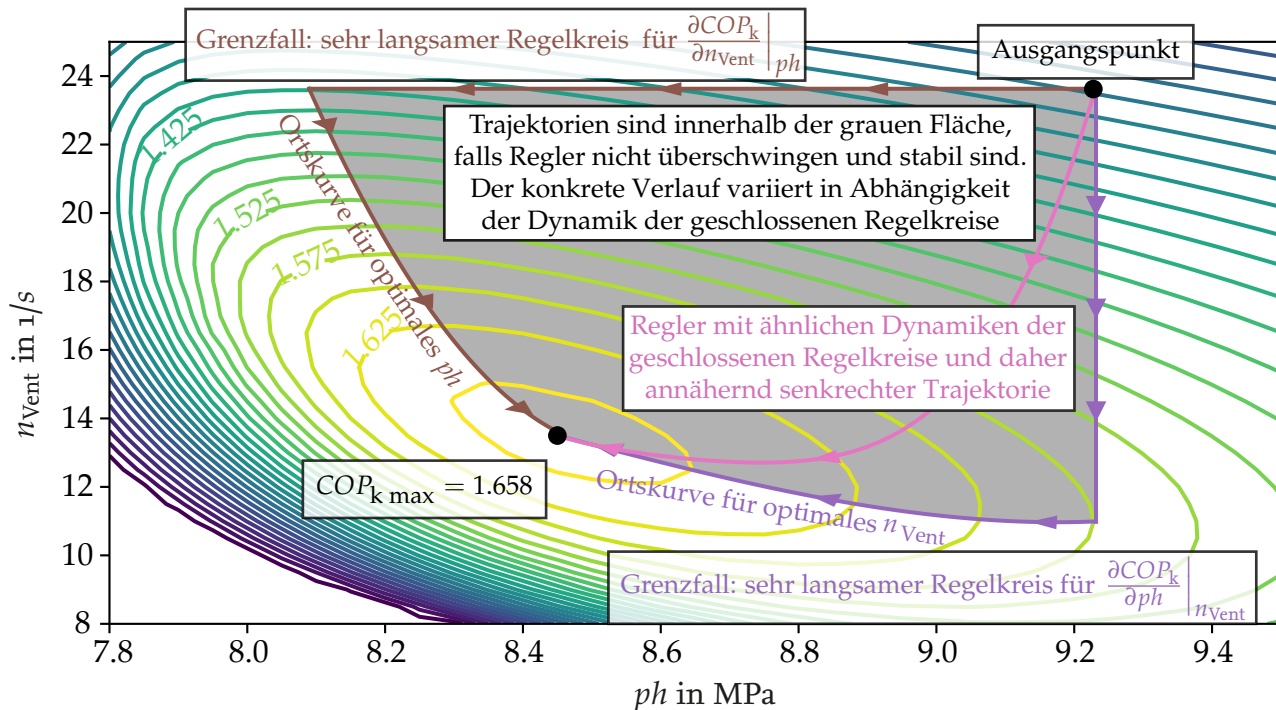


Abbildung 2.7: Konturplot des Kälte-COP COP_k in Abhängigkeit des Hochdrucks ph und der Ventilator-drehzahl n_{Vent} für den transkritischen Betrieb eines Systems aus Abschnitt 2.7. Falls die Regler stabil sind und nicht überschwingen, sind alle Trajektorien innerhalb der grauen Fläche. Der konkrete Verlauf variiert in Abhängigkeit des Systems und der Regler.

2.3 Regelstruktur mit NGR

Kaskadenregler für verbessertes Störverhalten

Damit das System ausreichend schnell auf Verschiebungen des optimalen Betriebspunkts reagieren kann, sind vorteilhafte Regler notwendig. Entkopplungsregler werden in Kapitel 4 entworfen. Noch einfacher ist die Verwendung von Kaskadenreglern, siehe die Abbildung 2.8.

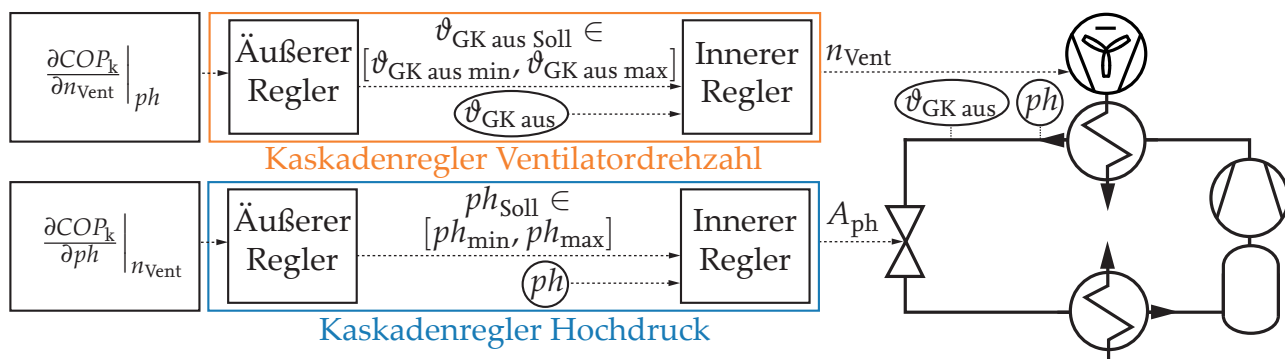


Abbildung 2.8: Kaskadenregler zur Verbesserung des Störverhaltens. Die äußeren Regler haben einen Integralanteil, sind langsam und gewährleisten einen annähernd energieoptimalen Betrieb. Die inneren Regler sind schnell und ermöglichen ein gutes Störverhalten.

Die Stellgrößen Ventilator-drehzahl n_{Vent} bzw. Querschnittsfläche A_{ph} sind die Ausgänge der inneren Regler. Systembedingt haben diese einen starken Einfluss auf die Kältemittelaustrittstemperatur

$\vartheta_{\text{GK aus}}$ bzw. den Hochdruck ph , weshalb diese als Regelgrößen der inneren Regler genutzt werden. Somit müssen die äußeren Regler die Sollwerte $\vartheta_{\text{GK aus Soll}}$ und ph_{Soll} zur Verfügung stellen. Sie werden derart bestimmt, dass die partiellen Ableitungen des Kälte-COP nach der Ventilator-drehzahl und nach dem Hochdruck null werden.

Damit das globale Maximum des Kälte-COP dauerhaft erreicht wird, müssen die partiellen Ableitungen ohne stationäre Abweichung zu null geregelt werden. Dies wird ermöglicht, indem die äußeren Regler einen Integralanteil aufweisen. Für die inneren Regler ist dies nur notwendig, wenn auch die von den äußeren Reglern vorgegebenen Sollwerte für die Kältemittelaustrittstemperatur und den Hochdruck exakt eingehalten werden sollen.

Kaskadenregler haben zwei Vorteile gegenüber einfachen PID-Reglern:

Indem die Ausgänge der äußeren Regler beschränkt werden, können Höchst- bzw. Untergrenzen für den Hochdruck und die Kältemitteltemperatur eingehalten werden. Dies ist wichtig für Kältemaschinen, bei denen eine Erhöhung des Hochdrucks zwar energetisch vorteilhaft sein mag, jedoch aus Sicherheitsgründen zu unterbinden ist. Der zweite Vorteil betrifft die Dynamik der Regelkreise. Die Inneren Regler können schnell für ein gutes Störverhalten ausgelegt werden und somit beispielsweise auf das Zu- und Abschalten von Verdichtern reagieren. Die äußeren Regler zur Generierung der Sollwerte für die Kältemitteltemperatur bzw. den Hochdruck sollten langsamer ausgelegt werden. Dies ist wichtig, da die Abschätzungen der partiellen Ableitungen des Kälte-COP darauf beruhen, dass die weiteren Regelgrößen konstant sind, siehe die Abschnitte 2.5 und 2.6. Die Abschätzungen sind also insbesondere dann präzise, wenn die Regelkreise für den Niederdruck, den Mitteldruck und die Überhitzung derart schnell sind, dass Störgrößen ausreichend schnell ausgeglichen werden. Das Zusammenspiel der Regelkreise im Rahmen einer dezentralen Regelstruktur wird im Folgenden dargelegt.

Dezentrale Regelstruktur

Wie bereits dargelegt, dient die Ventilator-drehzahl zur Beeinflussung der dazugehörigen partiellen Ableitung des Kälte-COP. Die Querschnittsfläche des Ventils wird zur Regelung der partiellen Ableitung des Kälte-COP nach dem Hochdruck verwendet. Diese bisher vorgegebene Zuordnung wird nun theoretisch begründet. Zudem werden die weiteren Regelkreise für den Mittel- und Niederdruck und die Überhitzung beschrieben. Da voneinander unabhängige Eingrößenregler eingesetzt werden, handelt es sich um eine dezentrale Regelstruktur mit einschleifigen Regelkreisen.

Die Zuordnung zwischen den Stell- und Regelgrößen wird mit der in Bristol (1966) vorgestellten *Relativen Verstärkungsmatrix* (engl. Relative Gain Array, RGA) bestimmt. Diese erlaubt eine frequenzabhängige Quantifizierung der Zusammenhänge zwischen den Systemein- und -ausgängen. Die Einträge einer RGA summieren sich in jeder Zeile und Spalte zu eins. Für ein System ohne Querkopplungen ist die RGA diagonalähnlich. Weit verbreitet ist eine Auswertung in stationären Punkten, also mit der Frequenz null (Lunze, 2010b).

Zur Bestimmung der Zuordnung wird die RGA für die drei zuvor dargestellten Systeme berechnet. Die Auswertungen erfolgen in stationären Punkten für den subkritischen Betrieb bei 15 °C und den transkritischen Betrieb bei 30 °C Umgebungstemperatur.

Tabelle 2.1 enthält die RGA für das System aus Abbildung 1.1. Es verfügt über drei Stell- und drei Regelgrößen. Die Stellgrößen sind der Querschnitt des Expansionsorgans A_{ph} , die Ventilator-drehzahl n_{Vent} und die Drehzahl des Verdichters n_{Komp} . Die Regelgrößen sind die partiellen Ableitungen

des Kälte-COP nach dem Hochdruck und nach der Ventilatordrehzahl und der Niederdruck pl . Im Gegensatz zu dem Hochdruck ist dieser kein Freiheitsgrad, da in zahlreichen Anwendungen, beispielsweise im Supermarktbereich, konkrete Vorgaben für dessen Wert bestehen.

			Stellgrößen		
Regelgrößen	$\frac{\partial COP_k}{\partial ph} \Big _{n_{Vent}}$	subkr.	A_{ph}	n_{Vent}	n_{Komp}
		transkr.	0.97	-0.18	0.21
	$\frac{\partial COP_k}{\partial n_{Vent}} \Big _{ph}$	subkr.	1.01	-0.18	0.17
		transkr.	-0.20	1.17	0.03
	pl	subkr.	-0.16	1.17	-0.01
		transkr.	0.22	0.02	0.76
			0.15	0.01	0.83

Tabelle 2.1: RGA für System mit Expansionsventil für subkritischen Betrieb bei 15 °C und transkritischen Betrieb bei 30 °C Umgebungstemperatur

Die gewählte Zuordnung ist fett hervorgehoben. Abbildung 2.9 enthält die Regelstruktur. Die Istwerte der Ableitungen werden mit den dargestellten Messgrößen und Stoffdaten berechnet, siehe auch die Gleichungen 2.5 und 2.6. Da die Sollwerte null sind, werden sie in der Abbildung nicht dargestellt. Die weiteren Regler können, wie bei Kompressionskältekreisläufen üblich (Varchmin, 2018), PI- oder PID-Regler sein.

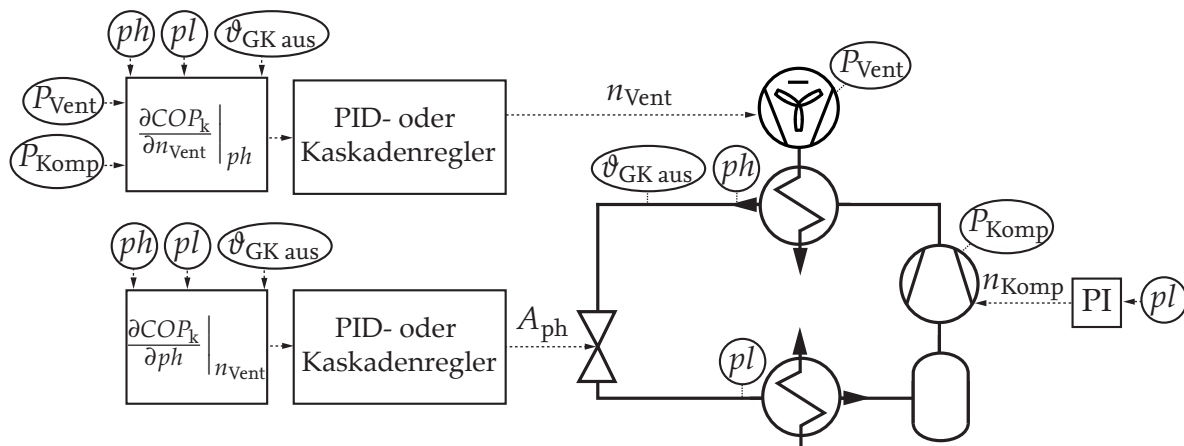


Abbildung 2.9: Regelstruktur für System mit Expansionsventil. Die partiellen Ableitungen des Kälte-COP werden mit Mess- und Stoffdaten ausgewertet. Ein PI-Regler regelt den Niederdruck.

Tabelle 2.2 stellt die RGA des Kreislaufs mit Flash-Gas-Abscheidung aus Abbildung 2.1 dar. Der Kreislauf verfügt über zwei weitere Ventile mit den Querschnittsflächen A_{sh} und A_{pm} . Die zusätzlichen Regelgrößen sind die Überhitzung sh und der Mitteldruck pm . Wie bereits zu Beginn des Kapitels dargelegt, werden diese Größen im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht als energetisch relevante Freiheitsgrade betrachtet. Die Überhitzung dient dem Verdichterschutz und sollte aus energetischer Sicht allgemein möglichst gering sein (Varchmin, 2018). Der Mitteldruck beeinflusst die Energieeffizienz nur sehr gering (Richter, 2012). Die Regelstruktur ist dargestellt in Abbildung 2.10.

Tabelle 2.3 ist die RGA des Systems mit Ejektor aus Abbildung 2.3. Es verfügt nicht über das Mitteldruckventil mit der Stellgröße A_{pm} . Der Mitteldruck pm stellt keine Regelgröße dar, sondern ergibt sich aus den Betriebsbedingungen und dem Wirkungsgrad des Ejektors. Die ausgewählten Zuordnungen zwischen den Stell- und Regelgrößen sind dargestellt in Abbildung 2.11.

		Stellgrößen				
		A_{ph}	n_{Vent}	n_{Komp}	A_{sh}	A_{pm}
Regelgrößen	$\frac{\partial COP_k}{\partial ph} \Big _{n_{Vent}}$ subkr.	0.42	-0.04	-0.28	0.03	0.87
	$\frac{\partial COP_k}{\partial ph} \Big _{n_{Vent}}$ transkr.	0.64	-0.13	-0.25	0.04	0.69
	$\frac{\partial COP_k}{\partial n_{Vent}} \Big _{ph}$ subkr.	-0.11	1.05	-0.02	0.00	0.08
	$\frac{\partial COP_k}{\partial n_{Vent}} \Big _{ph}$ transkr.	-0.12	1.13	0.00	-0.00	-0.02
	pl subkr.	-0.00	-0.00	1.81	-1.57	0.77
	pl transkr.	0.02	-0.01	1.33	-0.96	0.62
	sh subkr.	0.50	-0.01	-0.51	1.48	-0.46
	sh transkr.	0.31	-0.01	-0.08	1.34	-0.56
	pm subkr.	0.20	0.00	0.00	1.06	-0.26
	pm transkr.	0.14	0.00	0.00	0.58	0.27

Tabelle 2.2: RGA für System mit Expansionsventil und Flash-Gas-Abscheidung für subkritischen Betrieb bei 15 °C und transkritischen Betrieb bei 30 °C Umgebungstemperatur

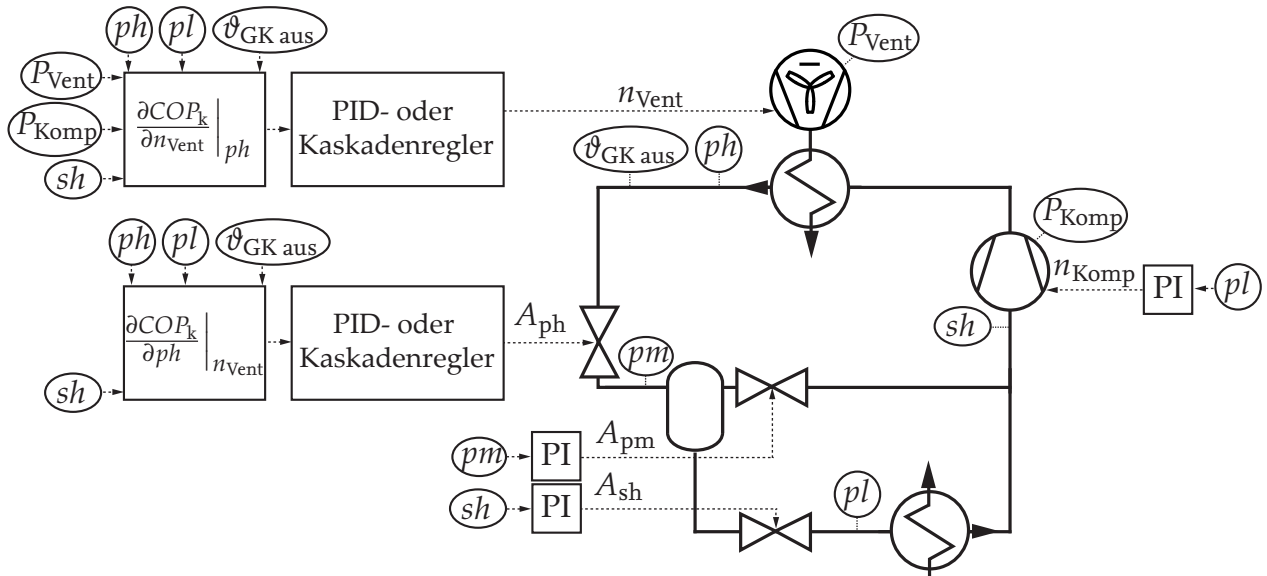


Abbildung 2.10: Regelstruktur für System mit Expansionsventil und Flash-Gas-Abscheidung. Die partiellen Ableitungen des Kälte-COP werden mit Mess- und Stoffdaten ausgewertet. Weitere PI-Regler regeln den Nieder- und Mitteldruck und die Überhitzung.

		Stellgrößen			
		A_{ph}	n_{Vent}	n_{Komp}	A_{sh}
Regelgrößen	$\frac{\partial COP_k}{\partial ph} \Big _{n_{Vent}}$ subkr.	0.98	-0.19	0.22	-0.01
	$\frac{\partial COP_k}{\partial ph} \Big _{n_{Vent}}$ transkr.	0.99	-0.16	0.18	-0.01
	$\frac{\partial COP_k}{\partial n_{Vent}} \Big _{ph}$ subkr.	-0.19	1.18	0.01	-0.00
	$\frac{\partial COP_k}{\partial n_{Vent}} \Big _{ph}$ transkr.	-0.14	1.16	-0.05	-0.00
	pl subkr.	0.21	0.01	0.82	-0.04
	pl transkr.	0.15	0.00	0.90	-0.05
	sh subkr.	0.00	0.00	-0.05	1.05
	sh transkr.	0.00	0.00	-0.07	1.06

Tabelle 2.3: RGA für System mit Ejektor für subkritischen Betrieb bei 15 °C und transkritischen Betrieb bei 30 °C Umgebungstemperatur

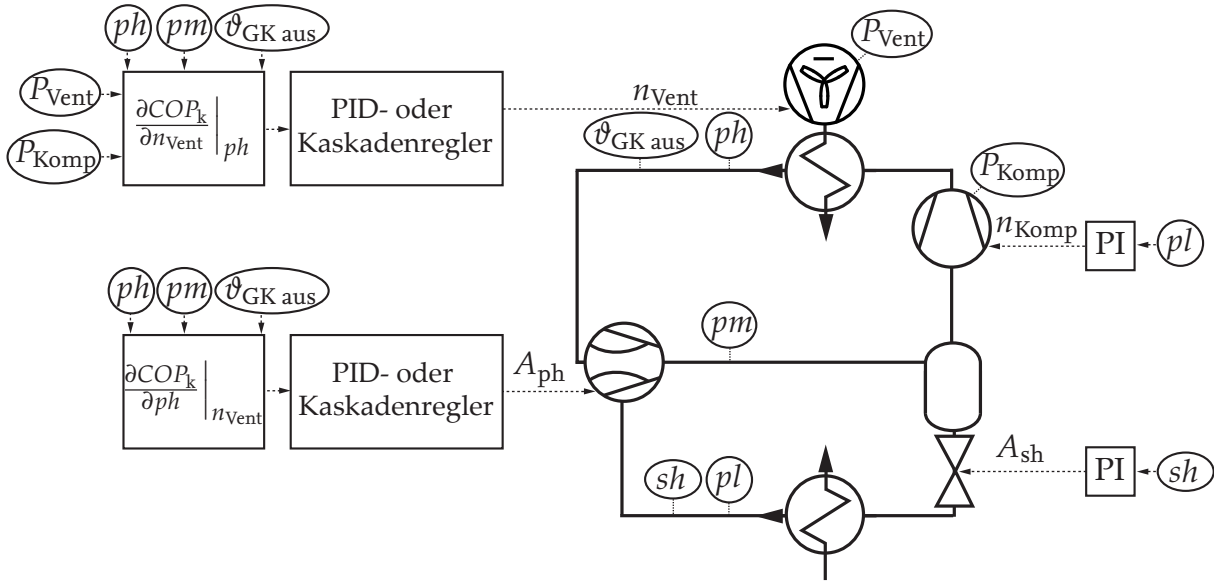


Abbildung 2.11: Regelstruktur für System mit Ejektor. Die partiellen Ableitungen des Kälte-COP werden mit Mess- und Stoffdaten ausgewertet. Weitere PI-Regler regeln den Niederdruck und die Überhitzung.

2.4 Partielle Ableitungen der Gaskühleraustrittstemperatur

Wie dargestellt in den Abbildungen 2.9, 2.10 und 2.11 sind die Reglereingänge die partiellen Ableitungen des Kälte-COP nach dem Hochdruck und der Ventilatorleistung. Ein wichtiger Bestandteil dieser Terme sind die partiellen Ableitungen der Kältemitteltemperatur $\vartheta_{\text{GK aus}}$ am Austritt aus dem Gaskühler nach dem Hochdruck ph und der Ventilatorleistung n_{Vent} . In diesem Abschnitt wird gezeigt, dass diese Terme abgeschätzt werden können zu

$$\left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = a_{\text{ph}} \frac{\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}}}{ph - ph_{\text{min}}} \quad (2.7)$$

$$\left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = a_{\text{Vent}} \frac{\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}}}{n_{\text{Vent}}} \quad (2.8)$$

Hierbei können die Parameter a_{ph} , ph_{min} und a_{Vent} vereinfacht als ausschließlich abhängig von der Umgebungstemperatur angesehen werden. In sämtlichen sinnvollen Betriebspunkten gilt $ph > ph_{\text{min}}$ und $n_{\text{Vent}} > 0$, sodass die Gleichungen 2.7 und 2.8 nicht singulär werden.

Die Ausgangsbasis der Herleitung ist die neu eingeführte empirische Gleichung

$$\Delta \vartheta_{\text{GK}} / \text{K} = (\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}}) / \text{K} = a_{\text{Sys}} \cdot [(ph - ph_{\text{min}}) / \text{Pa}]^{a_{\text{ph}}} (n_{\text{Vent}} \text{ s})^{a_{\text{Vent}}} \quad (2.9)$$

Der Faktor a_{Sys} ist abhängig von der Kälteleistung \dot{Q}_k , der Umgebungstemperatur ϑ_{umg} und dem System.

$$a_{\text{Sys}} = a_{\text{Sys}}(\dot{Q}_k, \vartheta_{\text{umg}}) \quad (2.10)$$

Durch Kenntnis des Parameters ph_{min} und der Exponenten a_{ph} und a_{Vent} kann a_{Sys} mit Gleichung 2.9 berechnet und in Echtzeit an die aktuellen Werte der Messgrößen angepasst werden.

Der Parameter ph_{min} ist eine untere Grenze für den Hochdruck ph . Im subkritischen Betrieb ist ph_{min} der zur Umgebungstemperatur gehörige Sättigungsdruck. Im transkritischen Betrieb ist

ph_{\min} um 1.5 MPa geringer als nach Gleichung 2.92, welche gemäß Kauf(1999) energieoptimal ist. Eine lineare Approximation von ph_{\min} ist

$$ph_{\min}(\vartheta_{\text{umg}}) / \text{MPa} = 0.132 \vartheta_{\text{umg}} / ^\circ\text{C} + 3.14. \quad (2.11)$$

Die lineare Approximation von ph_{\min} ist dargestellt in Abbildung 2.12.

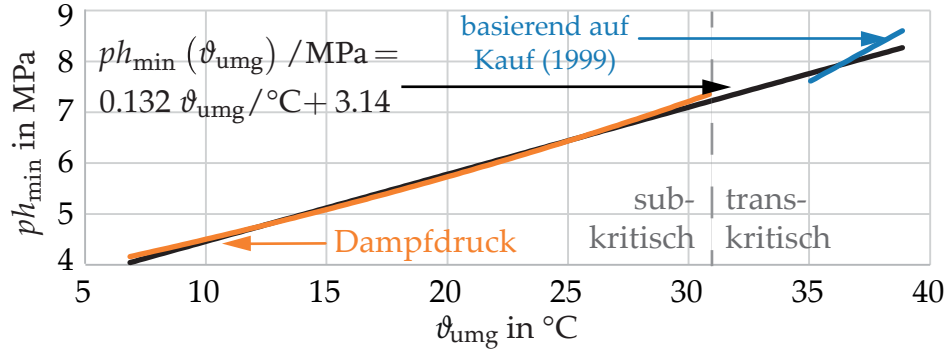


Abbildung 2.12: Werte des minimalen Hochdrucks ph_{\min} in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ϑ_{umg}

Die Gleichung 2.9 enthält zwei weitere Exponenten. Der Parameter a_{ph} beschreibt, inwiefern steigende Werte des Hochdrucks, und der Parameter a_{Vent} , inwiefern steigende Werte der Ventilator-drehzahl die Temperatur am Austritt des Gaskühler absenken. Sowohl a_{ph} als auch a_{Vent} sind negativ. Prinzipiell sind diese Variablen von zahlreichen Einflussgrößen abhängig.

$$a_{\text{ph}} = a_{\text{ph}}(\dot{Q}_k, \vartheta_{\text{umg}}, \dots) \quad (2.12)$$

$$a_{\text{Vent}} = a_{\text{Vent}}(\dot{Q}_k, \vartheta_{\text{umg}}, \dots) \quad (2.13)$$

Die Parameter a_{ph} und a_{Vent} können mit einfachen Methoden wie stationären Auswertungen von Sprungantworten während des Anlagenbetriebs identifiziert werden. Dies wird in Abschnitt 2.8 veranschaulicht. Dort wird auch gezeigt, dass die Bestimmung der Parameter a_{ph} und a_{Vent} robust gegenüber der Wahl des Betriebspunkts ist. Da gewisse Abweichungen tolerierbar sind, ist die hochgenaue Bestimmung mit Sprungantworten nicht zwingend notwendig. Der Aufwand wird minimiert, indem ausschließlich die Abhängigkeiten zu der Umgebungstemperatur berücksichtigt werden.

$$a_{\text{ph}} \approx a_{\text{ph}}(\vartheta_{\text{umg}}) \quad (2.14)$$

$$a_{\text{Vent}} \approx a_{\text{Vent}}(\vartheta_{\text{umg}}) \quad (2.15)$$

Zur Bestimmung des Zusammenhangs von a_{ph} zu der Umgebungstemperatur wird Gleichung 2.9 für zwei Druckniveaus ph_1 und ph_2 ausgewertet.

$$(\vartheta_{\text{GK aus 1}} - \vartheta_{\text{umg 1}}) / \text{K} = a_{\text{Sys}} \cdot [(ph_1 - ph_{\min}) / \text{Pa}]^{a_{\text{ph}}} (n_{\text{Vent 1}} \text{ s})^{a_{\text{Vent}}} \quad (2.16)$$

$$(\vartheta_{\text{GK aus 2}} - \vartheta_{\text{umg 1}}) / \text{K} = a_{\text{Sys}} \cdot [(ph_2 - ph_{\min}) / \text{Pa}]^{a_{\text{ph}}} (n_{\text{Vent 1}} \text{ s})^{a_{\text{Vent}}} \quad (2.17)$$

Aus einer Division folgt der gesuchte Ausdruck in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur.

$$a_{\text{ph}}(\vartheta_{\text{umg 1}}) = \frac{\ln \left[\frac{\vartheta_{\text{GK aus 1}} - \vartheta_{\text{umg 1}}}{\vartheta_{\text{GK aus 2}} - \vartheta_{\text{umg 1}}} \right]}{\ln \left[\frac{ph_1 - ph_{\min}(\vartheta_{\text{umg 1}})}{ph_2 - ph_{\min}(\vartheta_{\text{umg 1}})} \right]} \quad (2.18)$$

Die Auswertungen für verschiedene Umgebungstemperaturen erfolgen mit einem Simulationsmodell eines CO₂-Kompressionskältekreislaufs, welches in Abschnitt 2.7 beschrieben wird. Als lineare Regression folgt

$$a_{ph}(\vartheta_{umg}) = 0.1396 \vartheta_{umg}/^{\circ}\text{C} - 6.41. \quad (2.19)$$

Die Ausgangsdaten und die Regression sind abgebildet in Abbildung 2.13. Die Bedeutung von a_{ph} veranschaulicht Abbildung 2.14. Je niedriger der Wert ist, und somit der Exponent in Gleichung 2.9, desto größer ist der Einfluss des Hochdrucks. Im subkritischen Betrieb ist $a_{ph} < -3$ und geringe Änderungen des Hochdrucks bewirken große Änderungen bei der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{GK}$. Im transkritischen Betrieb sind die Werte von a_{ph} höher, was bedeutet, dass der Einfluss des Hochdrucks auf die Temperaturdifferenz kleiner ist.

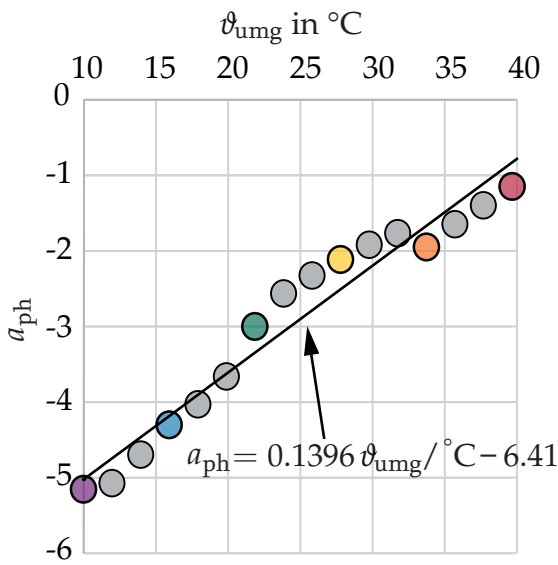


Abbildung 2.13: Hilfsvariable a_{ph} in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ϑ_{umg}

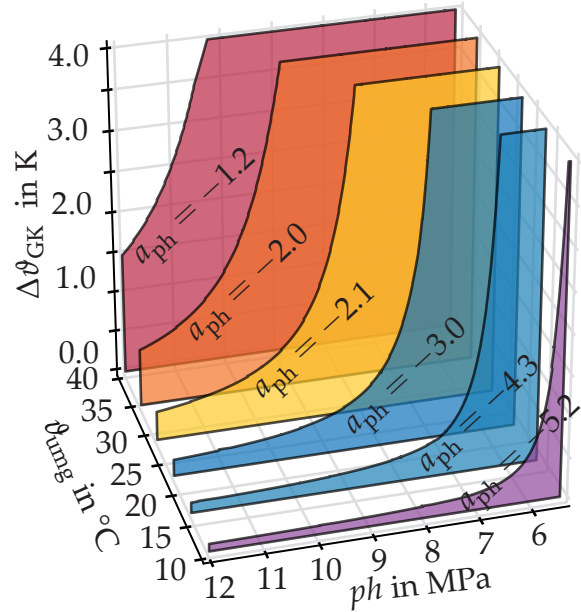


Abbildung 2.14: Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{GK}$ in Abhängigkeit des Hochdrucks ph und der Umgebungstemperatur ϑ_{umg}

Der Parameter a_{Vent} kann auf eine ähnliche Weise abgeschätzt werden. Ausgangsbasis ist die Auswertung von Gleichung 2.9 für zwei unterschiedliche Werte der Ventilator Drehzahl.

$$(\vartheta_{GK \text{ aus } 1} - \vartheta_{umg \ 1}) / \text{K} = a_{Sys} \cdot [(ph_1 - ph_{min}) / \text{Pa}]^{a_{ph}} (n_{Vent \ 1} \text{ s})^{a_{Vent}} \quad (2.20)$$

$$(\vartheta_{GK \text{ aus } 2} - \vartheta_{umg \ 1}) / \text{K} = a_{Sys} \cdot [(ph_1 - ph_{min}) / \text{Pa}]^{a_{ph}} (n_{Vent \ 2} \text{ s})^{a_{Vent}} \quad (2.21)$$

Eine Division führt zu

$$a_{Vent}(\vartheta_{umg \ 1}) = \frac{\ln \left[\frac{\vartheta_{GK \text{ aus } 1} - \vartheta_{umg \ 1}}{\vartheta_{GK \text{ aus } 2} - \vartheta_{umg \ 1}} \right]}{\ln \left[\frac{n_{Vent \ 1}}{n_{Vent \ 2}} \right]}. \quad (2.22)$$

Mit Auswertungen des Simulationsmodells kann eine lineare Regression gewonnen werden.

$$a_{Vent}(\vartheta_{umg}) = 0.1082 \vartheta_{umg}/^{\circ}\text{C} - 5.96 \quad (2.23)$$

Wie in der Abbildung 2.15 ersichtlich ist, sind die Werte von a_{Vent} ähnlich zu denen von a_{ph} . Bei niedrigen Umgebungstemperaturen weist die Drehzahl einen hohen Einfluss auf die Temperaturdifferenz auf. Im Gegensatz zu a_{ph} tendiert a_{Vent} , und somit der Einfluss der Ventilator Drehzahl,

für hohe Umgebungstemperaturen im transkritischen Betrieb nicht gegen null. Die Interpretation wird vereinfacht mit Abbildung 2.16.

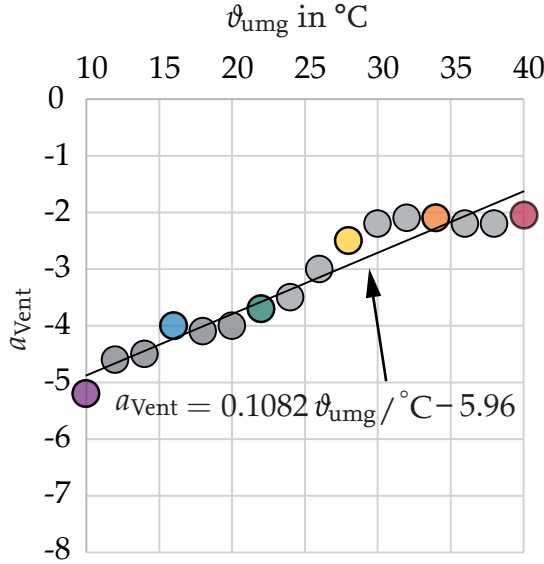


Abbildung 2.15: Hilfsvariable a_{Vent} in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ϑ_{umg}

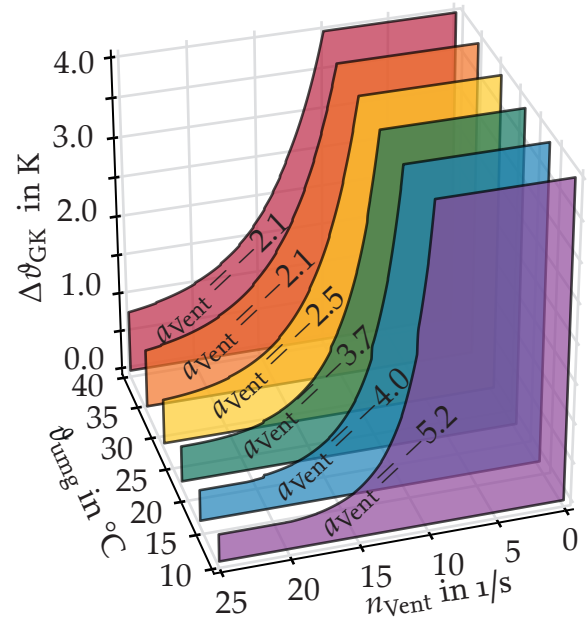


Abbildung 2.16: Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{GK}}$ in Abhängigkeit der Ventilator-drehzahl n_{Vent} und der Umgebungstemperatur ϑ_{umg}

Sind die Werte der Parameter von Gleichung 2.9 bekannt, kann die partielle Ableitung der Temperatur am Gaskühleraustritt nach dem Hochdruck berechnet werden.

$$\left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \frac{\text{Pa}}{\text{K}} = a_{\text{Sys}} a_{\text{ph}} \cdot [(ph - ph_{\text{min}}) / \text{Pa}]^{a_{\text{ph}} - 1} (n_{\text{Vent}} \text{ s})^{a_{\text{Vent}}} \quad (2.24)$$

Gleichung 2.9 wird nach dem Faktor a_{Sys} umgestellt und eingesetzt.

$$\left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = a_{\text{ph}} \frac{\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}}}{ph - ph_{\text{min}}} \quad (\text{siehe 2.7})$$

Auf ähnliche Weise wird der Einfluss der Ventilator-drehzahl beschrieben.

$$\left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} \frac{1}{\text{K s}} = a_{\text{Sys}} a_{\text{Vent}} \cdot [(ph - ph_{\text{min}}) / \text{Pa}]^{a_{\text{ph}}} (n_{\text{Vent}} \text{ s})^{a_{\text{Vent}} - 1} \quad (2.25)$$

$$\left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = a_{\text{Vent}} \frac{\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}}}{n_{\text{Vent}}} \quad (\text{siehe 2.8})$$

2.5 Partielle Ableitungen des Kälte-COP für Kreisläufe mit Expansionsventil

In diesem Abschnitt werden die partiellen Ableitungen des Kälte-COP nach dem Hochdruck und der Ventilator-drehzahl für die Kreisläufe mit Expansionsventil, welche in den Abbildungen 1.1 und 2.1 dargestellt sind, hergeleitet. Verwendung finden die im vorherigen Abschnitt entwickelten Gleichungen 2.7 und 2.8.

Grundlegende Gleichungen und Annahmen

Der Kälte-COP COP_k folgt aus der Kälteleistung \dot{Q}_k und den Leistungen des Verdichters P_{Komp} und des Ventilators P_{Vent} .

$$COP_k(ph, n_{Vent}) = \frac{\dot{Q}_k(ph, n_{Vent})}{P_{total}(ph, n_{Vent})} \quad (2.26)$$

$$P_{total} = P_{Komp} + P_{Vent} \quad (2.27)$$

Die Kälteleistung ergibt sich aus dem Kältemittelmassenstrom \dot{m} und den spezifischen Enthalpien.

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot (h_{Komp \text{ ein}} - h_{GK \text{ aus}}) \quad (2.28)$$

Die Verdichter werden als adiabat angenommen. Somit kann die Leistungsaufnahme mit Hilfe des Kältemittels berechnet werden.

$$P_{Komp} = \dot{m} \cdot (h_{GK \text{ ein}} - h_{Komp \text{ ein}}) \quad (2.29)$$

Die Leistungsbedarfe der Ventilatoren sind gemäß der Affinitätsgesetze abhängig von einer Konstanten c_{Vent} , dem Druckverlustkoeffizient ζ_{Vent} , der Luftdichte ρ_{luft} , dem hydraulischen Durchmesser A_{Vent} und dem Wirkungsgrad η_{Vent} und weisen einen kubischen Zusammenhang zu der Drehzahl n_{Vent} auf (Turner und Doty, 2009).

$$P_{Vent} = n_{Vent}^3 \frac{c_{Vent} \zeta_{Vent} \rho_{luft} \sqrt{A_{Vent}^5}}{\eta_{Vent}} \quad (2.30)$$

Die Bestimmung der partiellen Ableitungen des Kälte-COP wird vereinfacht für konstante Werte des Niederdrucks pl und, falls vorhanden, des Mitteldrucks pm und der Überhitzung sh . Diese Größen werden durch weitere einschleifige Regelkreise auf fixe Sollwerte geregelt, siehe die Abbildungen 2.9 und 2.10. Die Annahme konstanter Werte ist für die Herleitungen sachgemäß, wenn die Zeitkonstanten dieser Regelkreise sehr viel geringer sind als die Zeitkonstanten zur Anpassung des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl.

Da die Zeitkonstanten der Regelkreise für den Niederdruck, den Mitteldruck und die Überhitzung nicht beliebig verringert werden können, müssen die Regler zur Beeinflussung des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl ausreichend langsam sein. Um dennoch schnell auf Störungen reagieren zu können, wurde in Abschnitt 2.3 die in Abbildung 2.8 dargestellte Kaskadenregelung eingeführt.

Da für einen konstanten Nieder- und Mitteldruck und eine konstante Überhitzung auch die spezifische Enthalpie am Verdichtereintritt konstant ist, folgt

$$\left. \frac{\partial pl}{\partial ph} \right|_{n_{Vent}} = \left. \frac{\partial pm}{\partial ph} \right|_{n_{Vent}} = \left. \frac{\partial sh}{\partial ph} \right|_{n_{Vent}} = \left. \frac{\partial h_{Komp \text{ ein}}}{\partial ph} \right|_{n_{Vent}} = 0 \quad (2.31)$$

$$\left. \frac{\partial pl}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} = \left. \frac{\partial pm}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} = \left. \frac{\partial sh}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} = \left. \frac{\partial h_{Komp \text{ ein}}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} = 0. \quad (2.32)$$

Der Einfluss des Hochdrucks auf die spezifische Enthalpie am Gaskühlereintritt bzw. Verdichteraustritt wird abgeschätzt zu

$$\left. \frac{\partial h_{GK \text{ ein}}}{\partial ph} \right|_{n_{Vent}} = \frac{h_{GK \text{ ein}} - h_{Komp \text{ ein}}}{ph - pl}. \quad (2.33)$$

Die rechte Seite wird während des Anlagenbetriebs ausgewertet. Der Ansatz wird verwendet in Kim und Kim (2012) und Kim u. a. (2014) und wurde mit Messdaten validiert in Peñarrocha u. a. (2014).

Kältemittelseitige Druckverluste werden vernachlässigt. Bei den Systemen mit Flash-Gas-Abscheidung ist der Wert des Mitteldrucks wenig relevant, siehe Ge und Tassou (2011). Aus diesen beiden Gründen ist keine Fallunterscheidung zwischen Kreisläufen mit und ohne Flash-Gas-Abscheidung notwendig. Zusammenfassend werden die folgenden Variablen, und alle hieraus abgeleiteten Größen, von dem Hochdruck und der Ventilatordrehzahl beeinflusst.

$$h_{\text{GK ein}} = h_{\text{GK ein}}(ph) \quad (2.34)$$

$$\vartheta_{\text{GK aus}} = \vartheta_{\text{GK aus}}(ph, n_{\text{Vent}}) \quad (2.35)$$

$$h_{\text{GK aus}} = h_{\text{GK aus}}(ph, n_{\text{Vent}}) \quad (2.36)$$

$$\dot{m} = \dot{m}(ph, n_{\text{Vent}}) \quad (2.37)$$

Partielle Ableitung des Kälte-COP nach dem Hochdruck

Aus Gleichung 2.26 folgt für die partielle Ableitung des Kälte-COP nach dem Hochdruck

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \frac{\left. \frac{\partial \dot{Q}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} P_{\text{total}} - \dot{Q}_k \cdot \left(\left. \frac{\partial P_{\text{Komp}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} + \left. \frac{\partial P_{\text{Vent}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \right)}{P_{\text{total}}^2}. \quad (2.38)$$

Da die Leistungsaufnahme der Ventilatoren unabhängig von dem Hochdruck ist und die Kältelast eine unbeeinflussbare Randbedingung darstellt, folgt

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \frac{-\dot{Q}_k \left. \frac{\partial P_{\text{Komp}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}}}{P_{\text{total}}^2}. \quad (2.39)$$

Einsetzen der Verdichterleistung aus Gleichung 2.29 führt zusammen mit $h_{\text{Komp ein}} = \text{const}$ zu

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \frac{\dot{Q}_k \cdot \left[-\left. \frac{\partial \dot{m}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}) - \left. \frac{\partial h_{\text{GK ein}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \dot{m} \right]}{P_{\text{total}}^2}. \quad (2.40)$$

Für konstante Werte von \dot{Q}_k und $h_{\text{Komp ein}}$ folgt aus Gleichung 2.28

$$\left. \frac{\partial \dot{m}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \frac{\dot{Q}_k \left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}}}{(h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}})^2}. \quad (2.41)$$

Einsetzen in Gleichung 2.40 führt in Verbindung mit Gleichung 2.33 zu

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \dot{Q}_k \frac{\frac{-\left. \dot{Q}_k \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}})}{(h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}})^2} - \frac{h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}}{ph - pl} \dot{m}}{P_{\text{total}}^2}. \quad (2.42)$$

Für Reinstoffe ist die spezifische Enthalpie eine Funktion des Drucks und der Temperatur.

$$dh_{\text{GK aus}} = \left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{\vartheta_{\text{GK aus}}} dph + \left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}} \right|_{ph} d\vartheta_{\text{GK aus}} \quad (2.43)$$

Für das betrachtete System und gegebene Randbedingungen ist die Temperatur am Austritt des Gaskühlers eine Funktion des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl, siehe Gleichung 2.35.

$$d\vartheta_{\text{GK aus}} = \left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} dn_{\text{Vent}} + \left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} dph \quad (2.44)$$

Aus beiden Gleichungen folgen mit β für den isobaren thermischen Ausdehnungskoeffizient

$$\left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}} \right|_{ph} \left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} + \left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{\vartheta_{\text{GK aus}}} \quad (2.45)$$

$$\left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = c_{p \text{ GK aus}} \left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} - \frac{T_{\text{GK aus}} \beta_{\text{GK aus}} - 1}{\rho_{\text{GK aus}}}. \quad (2.46)$$

Einsetzen von diesem Zusammenhang und 2.29 in 2.42 ergibt unter Berücksichtigung von 2.31

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = & \left[\left(\frac{T_{\text{GK aus}} \beta_{\text{GK aus}} - 1}{\rho_{\text{GK aus}}} - c_{p \text{ GK aus}} \left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \right) P_{\text{Komp}} \right. \\ & \left. - \frac{h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}}{ph - pl} \dot{m} \cdot (h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}) \right] \frac{\dot{m}}{P_{\text{total}}^2}. \end{aligned} \quad (2.47)$$

In Zusammenhang mit den Gleichungen 2.29 und 2.7 folgt die gesuchte partielle Ableitung.

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = & \frac{P_{\text{Komp}}^2}{(h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}) P_{\text{total}}^2} \\ & \left[\frac{T_{\text{GK aus}} \beta_{\text{GK aus}} - 1}{\rho_{\text{GK aus}}} - \frac{c_{p \text{ GK aus}} a_{ph} \cdot (\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}})}{ph - ph_{\text{min}}} - \frac{h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}}{ph - pl} \right] \end{aligned} \quad (2.48)$$

Der erste Faktor ist stets ungleich null. Er beeinflusst zwar die Kreisverstärkung, muss für NGR, bei welchem insbesondere der Nulldurchgang relevant ist, jedoch nicht betrachtet werden. Zu diesem Zweck wird eingeführt

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}}^* = \frac{T_{\text{GK aus}} \beta_{\text{GK aus}} - 1}{\rho_{\text{GK aus}}} - \frac{c_{p \text{ GK aus}} a_{ph} \cdot (\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}})}{ph - ph_{\text{min}}} - \frac{h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}}{ph - pl}. \quad (\text{siehe 2.5})$$

Partielle Ableitung des Kälte-COP nach der Ventilatordrehzahl

Aus Gleichung 2.26 folgt für die partielle Ableitung des Kälte-COP nach der Ventilatordrehzahl

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \frac{\left. \frac{\partial \dot{Q}_k}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} P_{\text{total}} - \dot{Q}_k \cdot \left(\left. \frac{\partial P_{\text{Komp}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} + \left. \frac{\partial P_{\text{Vent}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} \right)}{P_{\text{total}}^2}. \quad (2.49)$$

Für eine konstante Kälteleistung folgt

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \frac{-\dot{Q}_k \cdot \left(\left. \frac{\partial P_{\text{Komp}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} + \left. \frac{\partial P_{\text{Vent}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} \right)}{P_{\text{total}}^2}. \quad (2.50)$$

Die Ventilatorleistung wurde angegeben in Gleichung 2.30. Für einen konstanten Wirkungsgrad wird die partielle Ableitung ohne Kenntnisse der zahlreichen Parameter bestimmt zu

$$\left. \frac{\partial P_{\text{Vent}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = 3 n_{\text{Vent}}^2 \frac{c_{\text{Vent}} \zeta_{\text{Vent}} \rho_{\text{luft}} \sqrt{A_{\text{Vent}}^5}}{\eta_{\text{Vent}}} = \frac{3 P_{\text{Vent}}}{n_{\text{Vent}}}. \quad (2.51)$$

Einsetzen von Gleichung 2.29 und Gleichung 2.51 in Gleichung 2.50 ergibt

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \frac{-\dot{Q}_k \cdot \left[\left. \frac{\partial [\dot{m} \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}})]}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} + \frac{3 P_{\text{Vent}}}{n_{\text{Vent}}} \right]}{P_{\text{total}}^2}. \quad (2.52)$$

Für den Einfluss der Ventilatordrehzahl auf den Kältemittelmassenstrom folgt aus Gleichung 2.28

$$\left. \frac{\partial \dot{m}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \frac{\dot{Q}_k \left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph}}{(h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}})^2}. \quad (2.53)$$

Da die spezifischen Enthalpien am Eintritt des Verdichters und Gaskühlers unabhängig von der Ventilatordrehzahl sind, siehe die Gleichungen 2.32 und 2.34, folgt aus 2.52 und 2.53

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \frac{-\dot{Q}_k \cdot \left[\frac{\dot{Q}_k \left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}})}{(h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}})^2} + \frac{3 P_{\text{Vent}}}{n_{\text{Vent}}} \right]}{P_{\text{total}}^2}. \quad (2.54)$$

Aus der Kettenregel folgt

$$\left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}} \right|_{ph} \left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph}. \quad (2.55)$$

Dies ergibt zusammen mit den Gleichungen 2.28 und 2.54

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \frac{-\dot{m}}{P_{\text{total}}^2} \cdot \left[\left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}} \right|_{ph} \left. \frac{\partial \vartheta_{\text{GK aus}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} \dot{m} \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}) + \frac{3 P_{\text{Vent}}}{n_{\text{Vent}}} \cdot (h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}) \right]. \quad (2.56)$$

Für den gesuchten Zusammenhang folgt in Kombination mit Gleichung 2.8

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \frac{-P_{\text{Komp}}}{P_{\text{total}}^2 \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}) n_{\text{Vent}}} \left[P_{\text{Komp}} c_{p \text{ GK aus}} a_{\text{Vent}} \cdot (\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}}) + 3 P_{\text{Vent}} \cdot (h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}) \right]. \quad (2.57)$$

Für NGR ist der Nulldurchgang des zweiten Faktors relevant. Daher wird eingeführt

$$\left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph}^* = P_{\text{Komp}} c_{p \text{ GK aus}} a_{\text{Vent}} \cdot (\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}}) + 3 P_{\text{Vent}} \cdot (h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}). \quad (\text{siehe 2.6})$$

2.6 Partielle Ableitungen des Kälte-COP für Kreislauf mit Ejektor

In diesem Abschnitt werden die partiellen Ableitungen des Kälte-COP nach dem Hochdruck und der Ventilator Drehzahl für den Kreislauf mit Ejektor aus Abbildung 2.3 hergeleitet.

Grundlegende Gleichungen und Annahmen

Die grundlegenden Annahmen und Gleichungen entsprechen weitestgehend denen für Systeme mit Expansionsventil. Dies trifft insbesondere auf Gleichung 2.26 für den Kälte-COP und Gleichung 2.30 für die Ventilatorleistung zu. Die Gleichungen 2.58 und 2.59 ersetzen die Gleichungen 2.28 und 2.29. Unterschieden wird zwischen den Kältemittelmassenströmen $\dot{m}_{\text{Verd aus}}$ bzw. $\dot{m}_{\text{GK aus}}$, welche den Verdampfer bzw. den Gaskühler durchströmen.

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{\text{Verd aus}} \cdot (h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}}) \quad (2.58)$$

$$P_{\text{Komp}} = \dot{m}_{\text{GK aus}} \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}) \quad (2.59)$$

Wie bei den Kreisläufen mit Expansionsventil haben der Hochdruck und die Ventilator Drehzahl keinen stationären Einfluss auf den Niederdruck und die Überhitzung, da diese Größen durch weitere Regelkreise konstant gehalten wird. Somit ist die spezifische Enthalpie am Austritt des Verdampfers konstant. Vorausgesetzt wird somit erneut, dass die geschlossenen Regelkreise dieser Größen ausreichend kleine Zeitkonstanten gegenüber den geschlossenen Regelkreisen für den Hochdruck und die Ventilator Drehzahl aufweisen.

$$\left. \frac{\partial pl}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \left. \frac{\partial sh}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \left. \frac{\partial h_{\text{Verd aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = 0 \quad (2.60)$$

$$\left. \frac{\partial pl}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \left. \frac{\partial sh}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \left. \frac{\partial h_{\text{Verd aus}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = 0 \quad (2.61)$$

Der erste Summand in Gleichung 2.62 beschreibt den Einfluss von veränderlichen spezifischen Eintrittsenthalpien am Verdichter und der zweite Summand die Einflüsse des Mittel- und Hochdrucks auf die spezifische Enthalpie am Eintritt des Gaskühlers.

$$\left. \frac{\partial h_{\text{GK ein}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \left. \frac{\partial h_{\text{Komp ein}}}{\partial pm} \right|_{n_{\text{Vent}}} \left. \frac{\partial pm}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} + \frac{h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}}{ph - pm} \cdot \left(1 - \left. \frac{\partial pm}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \right) \quad (2.62)$$

Die partielle Ableitung nach der Ventilator Drehzahl kann aufgrund des unveränderlichen Hochdrucks vereinfacht werden zu

$$\left. \frac{\partial h_{\text{GK ein}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \left. \frac{\partial h_{\text{Komp ein}}}{\partial pm} \right|_{ph} \left. \frac{\partial pm}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} - \frac{h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}}{ph - pm} \left. \frac{\partial pm}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} \quad (2.63)$$

Zusammengefasst werden die folgenden und alle hieraus abgeleiteten Größen von dem Hochdruck und der Ventilator Drehzahl beeinflusst.

$$h_{\text{Komp ein}} = h_{\text{Komp ein}}(ph, n_{\text{Vent}}) \quad (2.64)$$

$$h_{\text{GK ein}} = h_{\text{GK ein}}(ph, n_{\text{Vent}}) \quad (2.65)$$

$$h_{\text{Verd ein}} = h_{\text{Verd ein}}(ph, n_{\text{Vent}}) \quad (2.66)$$

$$pm = pm(ph, n_{\text{Vent}}) \quad (2.67)$$

$$\dot{m}_{\text{Verd aus}} = \dot{m}_{\text{Verd aus}}(ph, n_{\text{Vent}}) \quad (2.68)$$

$$\dot{m}_{\text{GK aus}} = \dot{m}_{\text{GK aus}}(ph, n_{\text{Vent}}) \quad (2.69)$$

Partielle Ableitung des Kälte-COP nach dem Hochdruck

Die Ausgangsbasis zur Bestimmung der partiellen Ableitung des Kälte-COP nach dem Hochdruck ist Gleichung 2.26. Gleichung 2.58 kann für die Kälteleistung und Gleichung 2.59 für die Verdichterleistung eingesetzt werden.

$$\left[\frac{\partial \dot{m}_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}} \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}) + \dot{m}_{\text{GK aus}} \cdot \left(\frac{\partial h_{\text{GK ein}}}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}} - \frac{\partial h_{\text{Komp ein}}}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}} \right) \right] \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}} = - \frac{\dot{Q}_k}{P_{\text{total}}^2} \quad (2.70)$$

Zur Berechnung des Kältemittelmassenstroms werden die Gleichungen 2.71 für die Energieerhaltung und 2.72 für die Massenerhaltung benötigt.

$$\dot{m}_{\text{GK aus}} = \frac{\dot{m}_{\text{total}} \cdot (h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Ejek aus}})}{h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{GK aus}}} \quad (2.71)$$

$$\dot{m}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{GK aus}} + \dot{m}_{\text{Verd aus}} \quad (2.72)$$

Aus beiden Gleichungen folgt

$$h_{\text{Ejek aus}} = h_{\text{Verd aus}} - \frac{\dot{m}_{\text{GK aus}} \cdot (h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{GK aus}})}{\dot{m}_{\text{GK aus}} + \dot{m}_{\text{Verd aus}}} \quad (2.73)$$

Für den Gleichgewichtszustand des Kältemittelsammlers gilt

$$\frac{\dot{m}_{\text{GK aus}}}{\dot{m}_{\text{GK aus}} + \dot{m}_{\text{Verd aus}}} = \frac{h_{\text{Ejek aus}} - h_{\text{Verd ein}}}{h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{Verd ein}}} \quad (2.74)$$

Die beiden letztgenannten Gleichungen ermöglichen die Berechnung des Massenstroms zu

$$\dot{m}_{\text{GK aus}} = \dot{m}_{\text{Verd aus}} \frac{h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}}}{h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}} \quad (2.75)$$

Um diese Gleichung abzuleiten, ist der folgende Zusammenhang erforderlich. Er folgt aus Gleichung 2.58.

$$\frac{\partial \dot{m}_{\text{Verd aus}}}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}} = \frac{\dot{Q}_k \frac{\partial h_{\text{Verd ein}}}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}}}{(h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}})^2} \quad (2.76)$$

Da $h_{\text{Verd aus}}$ gemäß Gleichung 2.60 unabhängig von ph ist, führt partielles Ableiten von Gleichung 2.75 in Zusammenhang mit Gleichung 2.76 zu

$$\frac{\partial \dot{m}_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}} = \frac{\dot{Q}_k \frac{\partial h_{\text{Verd ein}}}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}}}{(h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}})(h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}})} - \frac{\dot{m}_{\text{Verd aus}}}{(h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}})^2} \cdot \left[\frac{\partial h_{\text{Verd ein}}}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}} (h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}) + \left(\frac{\partial h_{\text{Komp ein}}}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}} - \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \Big|_{n_{\text{Vent}}} \right) (h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}}) \right] \quad (2.77)$$

Einsetzen der Gleichungen 2.62, 2.75, 2.76 und 2.77 in die Ausgangsgleichung 2.70 für die Ableitung des Kälte-COP ergibt

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} &= - \frac{\dot{Q}_k}{P_{\text{total}}^2 \cdot (h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}})} \\ &\left[\frac{\left. \frac{\partial h_{\text{Verd ein}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \cdot \dot{Q}_k \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}})}{h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}}} - \dot{m}_{\text{Verd aus}} \cdot (h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}}) \right. \\ &\left(\frac{\left(\left. \frac{\partial h_{\text{Komp ein}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} - \left. \frac{\partial h_{\text{GK aus}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \right) (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}})}{h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}} + \frac{h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}}{ph - pm} \right. \\ &\left. \left. \frac{\left. \frac{\partial h_{\text{Verd ein}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}})}{h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}}} - \frac{h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}}{ph - pm} \frac{\partial pm}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \right) \left. \right]. \end{aligned} \quad (2.78)$$

Die Kälteleistung kann durch Gleichung 2.58 ersetzt werden. Des Weiteren werden die Gleichungen 2.46 und 2.7 verwendet.

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} &= \frac{\dot{m}_{\text{Verd aus}}^2 \cdot (h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}})^2}{P_{\text{total}}^2 \cdot (h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}})} \left[\frac{h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}}{ph - pm} \left(\left. \frac{\partial pm}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} - 1 \right) \right. \\ &\left. + \frac{\left. \frac{\partial h_{\text{Komp ein}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} + \frac{T_{\text{GK aus}} \beta_{\text{GK aus}} - 1}{\rho_{\text{GK aus}}} - \frac{c_{p \text{ GK aus}} a_{\text{ph}} \cdot (\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}})}{ph - ph_{\text{min}}} (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}})}{h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}} \right] \end{aligned} \quad (2.79)$$

Diese Gleichung erfordert die Kenntnis der partiellen Ableitung der spezifischen Enthalpie am Eingang des Verdichters nach dem Hochdruck.

$$\left. \frac{\partial h_{\text{Komp ein}}}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \left. \frac{\partial h_{\text{Komp ein}}}{\partial pm} \right|_{n_{\text{Vent}}} \left. \frac{\partial pm}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} \quad (2.80)$$

Der in Köhler u. a. (2007) und Lucas (2014) beschriebene Ejektor-Wirkungsgrad ermöglicht eine iterative Berechnung des Mitteldrucks. $h_{\text{Verd aus isen}}$ folgt aus einer isentropen Verdichtung vom Saugdüsen Eintrittszustand auf den Ejektoraustrittsdruck und $h_{\text{GK aus isen}}$ folgt aus einer isentropen Expansion vom Treibdüsen Eintrittszustand auf den Ejektoraustrittsdruck.

$$\dot{m}_{\text{GK aus}} = \frac{\dot{m}_{\text{Verd aus}} \cdot (h_{\text{Verd aus isen}} - h_{\text{Verd aus}})}{\eta_{\text{Ejek}} \cdot (h_{\text{GK aus}} - h_{\text{GK aus isen}})} \quad (2.81)$$

Eine Vernachlässigung des geringen Einflusses des Hochdrucks auf den Mitteldruck ergibt

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial \text{COP}_k}{\partial ph} \right|_{n_{\text{Vent}}} &\approx \left[\frac{T_{\text{GK aus}} \beta_{\text{GK aus}} - 1}{\rho_{\text{GK aus}}} - \frac{c_{p \text{ GK aus}} a_{\text{ph}} \cdot (\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}})}{ph - ph_{\text{min}}} (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}) \right. \\ &\left. - \frac{h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}}{ph - pm} (h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}) \right] \left[\frac{\dot{m}_{\text{Verd aus}} \cdot (h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}})}{P_{\text{total}} \cdot (h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}})} \right]^2 \end{aligned} \quad (2.82)$$

Der Massenstrom wird mit den Gleichungen 2.59 und 2.75 durch die Leistungsaufnahme der Verdichter ersetzt. Gleichung 2.83 entspricht Gleichung 2.48, falls der Mitteldruck pm durch den Niederdruck

pl ersetzt wird. Für einen annähernd konstanten Mitteldruck kann die partielle Ableitung des COP_k somit für alle in dieser Arbeit betrachteten Kreisläufe mit derselben Formel berechnet werden.

$$\left. \frac{\partial COP_k}{\partial ph} \right|_{n_{Vent}} \approx \frac{P_{Komp}^2}{(h_{GK\ ein} - h_{Komp\ ein}) P_{total}^2} \left[\frac{T_{GK\ aus} \beta_{GK\ aus} - 1}{\rho_{GK\ aus}} - \frac{c_p \text{ GK aus } a_{ph} \cdot (\vartheta_{GK\ aus} - \vartheta_{umg})}{ph - ph_{min}} - \frac{h_{Komp\ ein} - h_{GK\ aus}}{ph - pm} \right] \quad (2.83)$$

Partielle Ableitung des Kälte-COP nach der Ventilator Drehzahl

Analog zu Gleichung 2.70 folgt

$$\left. \frac{\partial COP_k}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} = - \frac{\dot{Q}_k}{P_{total}^2} \left[\left. \frac{\partial \dot{m}_{GK\ aus}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} \cdot (h_{GK\ ein} - h_{Komp\ ein}) + \dot{m}_{GK\ aus} \cdot \left(\left. \frac{\partial h_{GK\ ein}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} - \left. \frac{\partial h_{Komp\ ein}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} \right) + \frac{3 P_{Vent}}{n_{Vent}} \right]. \quad (2.84)$$

Die partielle Ableitung des Massenstroms am Gaskühler folgt aus den Gleichungen 2.58 und 2.75.

$$\left. \frac{\partial \dot{m}_{GK\ aus}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} = \frac{\dot{Q}_k \left. \frac{\partial h_{Verd\ ein}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph}}{(h_{Verd\ aus} - h_{Verd\ ein}) (h_{Komp\ ein} - h_{GK\ aus})} - \frac{\dot{m}_{Verd\ aus}}{(h_{Komp\ ein} - h_{GK\ aus})^2} \left[\left. \frac{\partial h_{Verd\ ein}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} (h_{Komp\ ein} - h_{GK\ aus}) + \left(\left. \frac{\partial h_{Komp\ ein}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} - \left. \frac{\partial h_{GK\ aus}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} \right) (h_{Verd\ aus} - h_{Verd\ ein}) \right] \quad (2.85)$$

Die Gleichungen 2.85, 2.63 und 2.75 werden in die Gleichung 2.84 eingesetzt.

$$\left. \frac{\partial COP_k}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} = \frac{\dot{Q}_k}{P_{total}^2} \cdot \left[\frac{\dot{m}_{Verd\ aus} \cdot (h_{Verd\ aus} - h_{Verd\ ein})}{(h_{Komp\ ein} - h_{GK\ aus})^2} \left(\frac{h_{GK\ ein} - h_{Komp\ ein}}{ph - pm} \frac{\partial pm}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} (h_{Komp\ ein} - h_{GK\ aus}) + \left(\left. \frac{\partial h_{Komp\ ein}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} - \left. \frac{\partial h_{GK\ aus}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} \right) (h_{GK\ ein} - h_{Komp\ ein}) \right) - \frac{3 P_{Vent}}{n_{Vent}} \right] \quad (2.86)$$

Die Kälteleistung kann durch Gleichung 2.58 ersetzt werden. Die Änderung der spezifischen Enthalpie am Gaskühlerausstritt wird gemäß den Gleichungen 2.55 und 2.8 beschrieben. Die letztgenannte Gleichung basiert auf der in Abschnitt 2.4 dargelegten Beschreibung des Gaskühlers.

$$\left. \frac{\partial COP_k}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} = \frac{\dot{m}_{Verd\ aus} \cdot (h_{Verd\ aus} - h_{Verd\ ein})}{P_{total}^2} \left[\frac{\dot{m}_{Verd\ aus} \cdot (h_{Verd\ aus} - h_{Verd\ ein})}{(h_{Komp\ ein} - h_{GK\ aus})^2} \left(\frac{h_{GK\ ein} - h_{Komp\ ein}}{ph - pm} \frac{\partial pm}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} (h_{Komp\ ein} - h_{GK\ aus}) + \left(\left. \frac{\partial h_{Komp\ ein}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} - \left. \frac{\partial h_{GK\ aus}}{\partial n_{Vent}} \right|_{ph} \right) (h_{GK\ ein} - h_{Komp\ ein}) \right) - \frac{3 P_{Vent}}{n_{Vent}} \right] + \left(\left. \frac{\partial h_{Komp\ ein}}{\partial ph} \right|_{n_{Vent}} - c_p \text{ GK aus } a_{Vent} \frac{\vartheta_{GK\ aus} - \vartheta_{umg}}{n_{Vent}} \right) (h_{GK\ ein} - h_{Komp\ ein}) - \frac{3 P_{Vent}}{n_{Vent}} \right] \quad (2.87)$$

Diese Gleichung erfordert Kenntnisse über den Einfluss der Ventilator Drehzahl auf die spezifische Enthalpie am Verdichtereintritt. Dies hängt von dem Mitteldruck ab.

$$\left. \frac{\partial h_{\text{Komp ein}}}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} = \left. \frac{\partial h_{\text{Komp ein}}}{\partial pm} \right|_{ph} \left. \frac{\partial pm}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} \quad (2.88)$$

Vernachlässigen der in Gleichung 2.81 beschriebenen Änderung des Mitteldrucks ergibt

$$\left. \frac{\partial COP_k}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} \approx \frac{\dot{m}_{\text{Verd aus}} \cdot (h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}})}{(P_{\text{Komp}} + P_{\text{Vent}})^2} \left[\frac{\dot{m}_{\text{Verd aus}} \cdot (h_{\text{Verd aus}} - h_{\text{Verd ein}})}{(h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}})^2} \right. \\ \left. \left(-c_{p \text{ GK aus}} a_{\text{Vent}} \frac{\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}}}{n_{\text{Vent}}} \right) (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}) - \frac{3 P_{\text{Vent}}}{n_{\text{Vent}}} \right]. \quad (2.89)$$

Der Kältemittelmassenstrom wird durch die Gleichungen 2.59 und 2.75 ersetzt. Der Ausdruck auf der rechten Seite wurde bereits in Gleichung 2.57 für die Systeme mit Expansionsventil hergeleitet.

$$\left. \frac{\partial COP_k}{\partial n_{\text{Vent}}} \right|_{ph} \approx \frac{-P_{\text{Komp}}}{P_{\text{total}}^2 \cdot (h_{\text{GK ein}} - h_{\text{Komp ein}}) n_{\text{Vent}}} \\ \left[P_{\text{Komp}} c_{p \text{ GK aus}} a_{\text{Vent}} \cdot (\vartheta_{\text{GK aus}} - \vartheta_{\text{umg}}) + 3 P_{\text{Vent}} \cdot (h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus}}) \right] \quad (2.90)$$

2.7 Simulativer Vergleich von NGR und herkömmlichen Ansätzen

Das NGR-Verfahren wird herkömmlichen Regelstrategien gegenübergestellt. Hierzu werden zunächst ein detailliertes und dynamisches Simulationsmodell und die untersuchten Szenarien vorgestellt. Anschließend erfolgt ein Vergleich für den sub- und transkritischen Betrieb.

Detailliertes dynamisches Kreislaufmodell

Das dynamische Simulationsmodell basiert auf der TIL und TILMedia Bibliothek (Schulze, 2014) und ist in Modelica umgesetzt. Es diente bereits für die Bestimmung der Variablen a_{ph} und a_{Vent} des Gaskühlermodells aus Abschnitt 2.4. Die Parameter dieses Referenzmodells sind an den Kältekreislauf eines Supermarkts mittlerer Größe angepasst.

Parameter	$c_{\text{Komp 1}}$	$c_{\text{Komp 2}}$	η_{Vent}	$n_{\text{Vent max}}$	ζ_{Vent}	pl
Wert	0.86	0.1	35 %	25/s	0.7	2.8 MPa

Tabelle 2.4: Parameter des Referenzmodells, welche an einen Supermarkt mittlerer Größe angepasst sind

Die Variablen $c_{\text{Komp 1}}$ und $c_{\text{Komp 2}}$ dienen der von Aprea und Maiorino (2009) und Liao u. a. (2000) dargelegten Beschreibung des isentropen Verdichterwirkungsgrads als lineare Funktion in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.

$$\eta_{\text{Komp}} = c_{\text{Komp 1}} - c_{\text{Komp 2}} \frac{ph}{pl} \quad (2.91)$$

Mit Hilfe der Daten von Bitzer (2018) werden $c_{\text{Komp } 1} = 0.86$ und $c_{\text{Komp } 2} = 0.1$ abgeschätzt. Der Einfluss der Verdichterdrehzahl auf den isentropen Wirkungsgrad wird vernachlässigt. Diese Vereinfachung ist insbesondere zulässig bei Großanlagen mit mehreren parallel angeordneten Verdichtern. Dies liegt daran, dass üblicherweise nur ein einziger Verdichter drehzahlregelt ist und die weiteren mit der konstanten Nenndrehzahl von 50/s betrieben werden.

Die Modellierung des Verdampfers und des Gaskühlers erfolgt auf Basis des Finite-Volumen-Ansatzes. Die Parameter des Gaskühlers basieren auf Datenblättern von Ecogroup (2008). Wärmeübergangskoeffizienten werden mit den Ansätzen von Shah (1979) für den zweiphasigen und mit einer Kombination nach Gnielinski, Dittus und Boelter, siehe Baehr und Stephan (2013) und Richter (2008), für den einphasigen Bereich des Kältemittels berechnet. Die Bestimmung der luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten basiert auf Haaf, siehe Plank (1988). Der Gaskühler besitzt zwei Ventilatoren mit einem konstanten Wirkungsgrad $\eta_{\text{Vent}} = 35\%$, welcher mit Herstellerdaten von Ebm-papst (2009) geschätzt wurde. Für die maximale Drehzahl entsprechender Ventilatoren gilt typischerweise $n_{\text{Vent max}} \approx 18/\text{s}$, siehe erneut Ebm-papst (2009) für entsprechende Datenblätter. Um den Einfluss unterschiedlicher Regelansätze stärker hervorzuheben, ist dieser Maximalwert auf $n_{\text{Vent max}} = 25/\text{s}$ angehoben. Die luftseitigen Druckverluste sind mit einem Druckverlustbeiwert ζ_{Vent} modelliert. Der Referenzwert von 0.7 ist abgeschätzt mit dem Datenblatt des Gaskühlers von Ecogroup (2008). Der Niederdruck beträgt 2.8 MPa.

Untersuchte Szenarien

Eine Übersicht über die untersuchten Szenarien ist in Tabelle 2.5 dargelegt. Die Szenarien 1 bis 7 basieren auf einem System mit Expansionsventil mit dem Aufbau aus Abbildung 2.1. In den Szenarien 8 bis 10 wird ein System mit Ejektor mit dem Aufbau von Abbildung 2.3 verwendet. Wenn nicht anders angegeben, beträgt die Kältelast 50 kW. Alle Szenarien werden untersucht für den subkritischen Betrieb bei 15 °C und den transkritischen Betrieb bei 30 °C Umgebungstemperatur.

Szenario	Bezeichnung	Veränderter Parameter subkritisch	Veränderter Parameter transkritisch
1	Referenz	/	/
2	Schlechter Ventilator	$\eta_{\text{Vent}} = 20\%$	$\eta_{\text{Vent}} = 20\%$
3	Verschmutzter Gaskühler	$\zeta_{\text{Vent}} = 3$	$\zeta_{\text{Vent}} = 3$
4	Hohe Kältelast	$\dot{Q}_k = 80 \text{ kW}$	$\dot{Q}_k = 80 \text{ kW}$
5	Schlechter Verdichter	$c_{\text{Komp } 2} = 0.13$	$c_{\text{Komp } 2} = 0.13$
6	Umgebungstemperatur 1	$\vartheta_{\text{umg}} = 10\text{ °C}$	$\vartheta_{\text{umg}} = 35\text{ °C}$
7	Umgebungstemperatur 2	$\vartheta_{\text{umg}} = 20\text{ °C}$	$\vartheta_{\text{umg}} = 40\text{ °C}$
8	Guter Ejektor	$\eta_{\text{Ejek}} = 30\%$	$\eta_{\text{Ejek}} = 30\%$
9	Schlechter Ejektor	$\eta_{\text{Ejek}} = 10\%$	$\eta_{\text{Ejek}} = 10\%$
10	Variabler Ejektor	η_{Ejek} nach Lucas (2014)	η_{Ejek} nach Lucas (2014)

Tabelle 2.5: Variationstabelle mit jeweils zehn Szenarien für sub- und transkritischen Betrieb

Das Szenario 1-’Referenz’ entspricht dem Referenzfall mit den Parameterwerten aus Tabelle 2.4. Bei Szenario 2-’Schlechter Ventilator’ wird der Ventilatorwirkungsgrad η_{Vent} von 35 % auf 20 % abgesenkt. Bei Szenario 3-’Verschmutzter Gaskühler’ wird der Umgang mit Verschmutzungen des Gaskühlers untersucht und ζ_{Vent} von 0.7 auf 3.0 erhöht. Wie von Summerer und Holfeld (2011) gezeigt wird, treten solche Verschmutzungen insbesondere im Frühjahr zur Blütezeit auf. Die

Verschmutzungen beeinflussen auch die luftseitigen Wärmeübergänge. Der Einfluss ist jedoch gering (Yang u. a., 2004) und wird daher vernachlässigt. In Szenario 4-’Hohe Kältelast’ wird die Kältelast \dot{Q}_k von 50 kW auf 80 kW erhöht. In Szenario 5-’Schlechter Verdichter’ wird der als linear modellierte Einfluss des Druckverhältnisses auf den isentropen Verdichterwirkungsgrad erhöht. Hierzu wird die Variable $c_{Komp, 2}$, siehe Gleichung 2.91, von 0.1 auf 0.13 angehoben. In den Szenarien 6 und 7 wird die Umgebungstemperatur ϑ_{umg} variiert.

Bei den Szenarien 8 bis 10 wird ein anderer Systemaufbau mit einem Ejektor anstelle des Expansionsventils hinter dem Gaskühler untersucht. In Szenario 8-’Guter Ejektor’ ist der Ejektorwirkungsgrad $\eta_{Ejek} = 30\%$ und somit sehr hoch. In Szenario 9-’Schlechter Ejektor’ ist der Wirkungsgrad konstant 10%. In Szenario 10-’Variabler Ejektor’ wird der Ejektorwirkungsgrad nach Lucas (2014) berechnet.

Effizienz im subkritischen Betrieb bei konstanten Randbedingungen

Dieser Unterabschnitt dient dem energetischen Vergleich zwischen dem NGR-Verfahren und einer herkömmlichen Regelstrategie im subkritischen Betrieb. Wie wichtig eine gute Wahl des Hochdrucks und der Ventilatorumdrehzahl ist, wird in Abbildung 2.17 ersichtlich. Deutlich erkennbar ist das Vorliegen eines einzigen und globalen Maximums und die Tatsache, dass zu niedrige Werte für den Hochdruck und die Ventilatorumdrehzahl zu einem starken Einbruch des Kälte-COP führen.

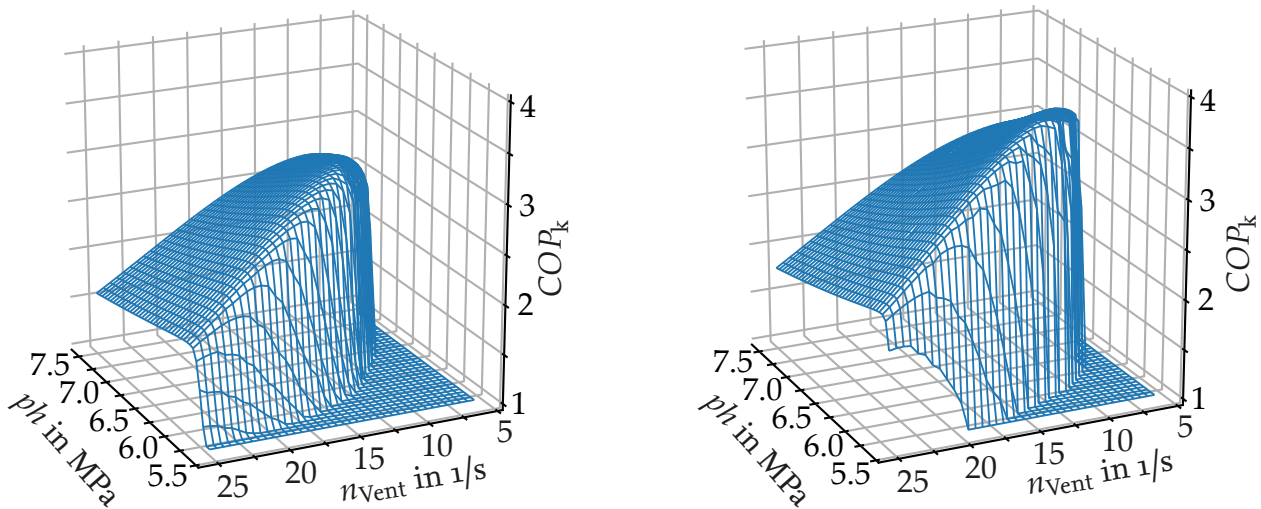


Abbildung 2.17: Kälte-COP für den subkritischen Betrieb von Szenario 3-’Verschmutzter Gaskühler’ (links) und Szenario 9-’Schlechter Ejektor’ (rechts). Es liegt jeweils ein ausgeprägtes Maximum vor. Der Kälte-COP COP_k sinkt stark bei zu niedrigen Werten für den Hochdruck ph oder die Ventilatorumdrehzahl n_{Vent} .

Die in dieser Arbeit betrachteten Systeme haben keinen Kältemittelsammler am Gaskühleraustritt. Für solche Systeme besteht ein starker Zusammenhang zwischen dem Hochdruck ph und der Unterkühlung sc des Kältemittels am Gaskühleraustritt. Bei herkömmlichen Regelstrategien dient die Querschnittsfläche A_{ph} nicht zur Regelung auf gewünschte Werte für den Hochdruck, sondern für die Unterkühlung, siehe Jensen und Skogestad (2007a). Die Ventilatorumdrehzahl n_{Vent} wird weiterhin zur Regelung der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{GK}$ verwendet.

Bei der herkömmlichen Regelstrategie werden konstante Sollwerte für die Unterkühlung sc und die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{GK}$ vorgegeben. Eine wesentliche Herausforderung ist hierbei die Bestimmung energieoptimaler Vorgaben. Von Koeln und Alleyne (2014) und Pottker und Hrnjak (2012)

wird gezeigt, dass optimale Werte der Unterkühlung abhängig sind von der Kältelast, der Umgebungstemperatur, dem Zustand des Sekundärmediums im Verdampfer und dem Kältemittel. Des Weiteren werden die optimalen Werte der Unterkühlung und der Temperaturdifferenz von den Ventilatoren der Gaskühler beeinflusst (Roth, 2011). Um einen umfassenden Vergleich zu ermöglichen, wird die herkömmliche Regelstrategie für die zehn Szenarien aus Tabelle 2.5 mit den folgenden Sollwertkombinationen implementiert.

- $sc = 5 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 5 \text{ K}$
- $sc = 4 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 4 \text{ K}$
- $sc = 3 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 3 \text{ K}$
- $sc = 5 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 3 \text{ K}$

Die Wahl der Sollwerte ist orientiert an Ge und Tassou (2009), wonach $sc = 5 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 3 \text{ K}$ eine sinnvolle Wahl für CO_2 -Kreisläufe darstellt. Annähernd dieselbe Temperaturdifferenz wird auch von Kauf(1999) und Minetto u. a. (2014) als vorteilhaft beschrieben.

Die Ergebnisse der Untersuchungen sind zusammengefasst in Tabelle 2.6. Der herkömmlichen Regelstrategie gegenübergestellt werden sowohl der Betrieb mit dem NGR-Verfahren mit der Regelstruktur von Abbildung 2.10 als auch der Betrieb im globalen Optimum.

In dem Szenario 1-‘Referenz’ erreicht das NGR-Verfahren ähnliche Werte für den Kälte-COP wie die herkömmliche Regelstrategie mit $sc = 4 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 4 \text{ K}$ bzw. $sc = 5 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 3 \text{ K}$. Das globale Optimum wird annähernd erreicht. Dasselbe gilt für Szenario 2-‘Schlechter Ventilator’, für welches der Wirkungsgrad η_{Vent} von 35 % auf 20 % abgesenkt wird. Mit $sc = 5 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 5 \text{ K}$ sinkt der Kälte-COP aufgrund von zu niedrigen Werten für die Ventilatordrehzahl und mit $sc = 3 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 3 \text{ K}$ aufgrund von zu niedrigen Werten für den Hochdruck. In Szenario 3-‘Verschmutzter Gaskühler’ erfordern die starken luftseitigen Druckverluste im Gaskühler hohe Werte für den Hochdruck und für die Ventilatordrehzahl. Die Kombination $sc = 5 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 5 \text{ K}$ ist die beste Implementierung der herkömmlichen Regelstrategie für dieses Szenario.

Von Koeln und Alleyne (2014) wird beschrieben, dass hohe Kältelasten eine starke Unterkühlung erfordern. Dies wird in Szenario 4-‘Hohe Kältelast’ bestätigt. Nur die Sollwertkombination $sc = 5 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 5 \text{ K}$, welche eine hohe Unterkühlung gewährleistet und moderate Anforderungen an die Ventilatoren stellt, ist energetisch zufriedenstellend. Erneut ist das NGR-Verfahren sehr nah am globalen Optimum. In Szenario 5-‘Schlechter Verdichter’ fällt der isentrope Verdichterwirkungsgrad stark ab mit steigenden Hochdrücken. Sowohl das NGR-Verfahren als auch das globale Optimum führen zu geringfügig niedrigeren Werten für den Hochdruck und geringfügig höheren Werten für die Ventilatordrehzahl als in Szenario 1-‘Referenz’. Bei der herkömmlichen Regelstrategie bleibt der Hochdruck unverändert, einzig die Ventilatordrehzahl wird minimal erhöht. In Szenario 6 bzw. 7 wird die Umgebungstemperatur um 5 K abgesenkt bzw. erhöht. Die Systemparameter sind unverändert. Wie bereits in Szenario 1-‘Referenz’, stellen die Sollwertkombinationen $sc = 4 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 4 \text{ K}$ bzw. $sc = 5 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 3 \text{ K}$ die bestmöglichen Implementierungen der herkömmlichen Regelstrategie dar. Die Sollwertkombination $sc = 3 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 3 \text{ K}$ bewirkt zu niedrige Werte für den Hochdruck und zu hohe Werte für die Ventilatordrehzahl.

Die Ergebnisse des Szenarios 1-‘Referenz’ sind sehr gut übertragbar auf die Szenarien 8 bis 10 für das System mit Ejektor. Erneut ermöglicht die herkömmliche Regelstrategie gute Ergebnisse mit den Sollwertkombinationen $sc = 4 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 4 \text{ K}$ und $sc = 5 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 3 \text{ K}$. Falls sowohl die Unterkühlung als auch die Temperaturdifferenz zu hoch ($sc = 5 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 5 \text{ K}$) oder zu tief ($sc = 3 \text{ K}, \Delta\vartheta_{\text{GK}} = 3 \text{ K}$) gewählt werden, sinkt der Kälte-COP signifikant. Wie bereits zuvor, ist das NGR-Verfahren in den Szenarien 8-10 annähernd energieoptimal.

	S	COP_k	ph in MPa	n_{Vent} in 1/s	$\Delta\vartheta_{GK}$ in K	$\varnothing COP_k$		S	COP_k	ph in MPa	n_{Vent} in 1/s	$\Delta\vartheta_{GK}$ in K	$\varnothing COP_k$
$sc = 5\text{ K}, \Delta\vartheta_{GK} = 5\text{ K}$	1	3.29	6.43	7.6	5.0	3.35 (-4.3 %)	$sc = 5\text{ K}, \Delta\vartheta_{GK} = 3\text{ K}$	1	3.51	6.14	10.8	3.0	3.45 (-1.5 %)
	2	3.24	6.43	7.7	5.0			2	3.33	6.14	11.0	3.0	
	3	3.07	6.43	11.7	5.0			3	2.80	6.14	17.1	3.0	
	4	3.12	6.43	13.7	5.0			4	2.91	6.14	20.3	3.0	
	5	2.94	6.43	7.7	5.0			5	3.16	6.14	10.9	3.0	
	6	4.30	5.73	7.6	5.0			6	4.52	5.47	10.9	3.0	
	7	2.53	7.21	7.5	5.0			7	2.73	6.89	10.6	3.0	
	8	3.78	6.43	7.8	5.0			8	3.94	6.14	11.1	3.0	
	9	3.49	6.43	7.9	5.0			9	3.68	6.14	11.1	3.0	
	10	3.79	6.43	7.8	5.0			10	3.95	6.14	11.1	3.0	
$sc = 4\text{ K}, \Delta\vartheta_{GK} = 4\text{ K}$	1	3.49	6.14	10.2	4.0	3.47 (-1.2 %)	NGR-Verfahren	1	3.50	6.05	11.7	3.5	3.50 (100 %)
	2	3.34	6.14	10.3	4.0			2	3.35	6.17	10.1	3.8	
	3	2.91	6.14	15.9	4.0			3	3.08	6.42	12.1	4.3	
	4	3.01	6.14	18.8	4.0			4	3.14	6.36	15.0	4.2	
	5	3.14	6.14	10.3	4.0			5	3.17	6.03	12.0	3.4	
	6	4.52	5.47	10.3	4.0			6	4.51	5.37	11.4	4.4	
	7	2.70	6.89	9.8	4.0			7	2.75	6.76	12.1	2.8	
	8	3.95	6.14	10.4	4.0			8	3.94	6.08	11.5	3.5	
	9	3.66	6.14	10.6	4.0			9	3.68	6.08	11.6	3.4	
	10	3.95	6.14	10.4	4.0			10	3.95	6.08	11.5	3.5	
$sc = 3\text{ K}, \Delta\vartheta_{GK} = 3\text{ K}$	1	3.33	5.86	15.3	3.0	3.10 (-11.6 %)	Globales Optimum	1	3.51	6.10	11.6	2.7	3.51 (+0.1 %)
	2	2.84	5.86	16.0	3.0			2	3.35	6.25	9.8	3.2	
	3	1.87	5.90	25.0	3.2			3	3.08	6.42	12.1	4.3	
	4	2.50	5.96	25.0	3.7			4	3.14	6.45	14.3	4.1	
	5	3.05	5.86	15.5	3.0			5	3.17	6.05	12.1	3.4	
	6	4.12	5.21	15.7	3.0			6	4.53	5.45	10.7	3.7	
	7	2.68	6.58	14.7	3.0			7	2.75	6.85	11.4	2.4	
	8	3.60	5.86	16.0	3.0			8	3.95	6.14	10.6	3.7	
	9	3.39	5.86	16.1	3.0			9	3.68	6.12	11.2	3.3	
	10	3.60	5.86	16.1	3.0			10	3.95	6.13	11.0	3.7	

Tabelle 2.6: Energetischer Vergleich der Regelstrategien für die zehn Szenarien (S) aus Tabelle 2.5 für den subkritischen Betrieb. Das NGR-Verfahren ermöglicht Einsparungen zwischen 1.2 % und 11.6 %.

Zusammenfassend ermöglicht das NGR-Verfahren signifikante energetische Verbesserungen gegenüber den untersuchten Ausprägungen der herkömmlichen Regelstrategie. Die Verbesserungen des gemittelten Kälte-COP $\varnothing COP_k$ betragen 4.33 %, 1.17 %, 11.62 % und 1.50 %. Die mit dem NGR-Verfahren erreichten Werte des Kälte-COP entsprechen annähernd dem globalen Optimum.

Effizienz im transkritischen Betrieb bei konstanten Randbedingungen

Der energetische Vergleich zwischen dem NGR-Verfahren und der herkömmlichen Regelstrategie wird auf den transkritischen Betrieb ausgeweitet. Erneut erfolgt zunächst eine grafische Sensitivitätsanalyse. Die Abbildung 2.18 veranschaulicht, inwiefern der Hochdruck und die Ventilatorumdrehzahl den Kälte-COP beeinflussen. Wie im subkritischen Betrieb existiert ein einziges und globales Maxi-

mum. Im Vergleich zu dem subkritischen Betrieb sind die Verläufe jedoch flacher, weshalb die Wahl von zu geringen Werten für den Hochdruck und die Ventilator Drehzahl zu weniger dramatischen Einbußen bei der Energieeffizienz führt. Diese Beobachtung ist in Einklang mit Hafner u. a. (2014).

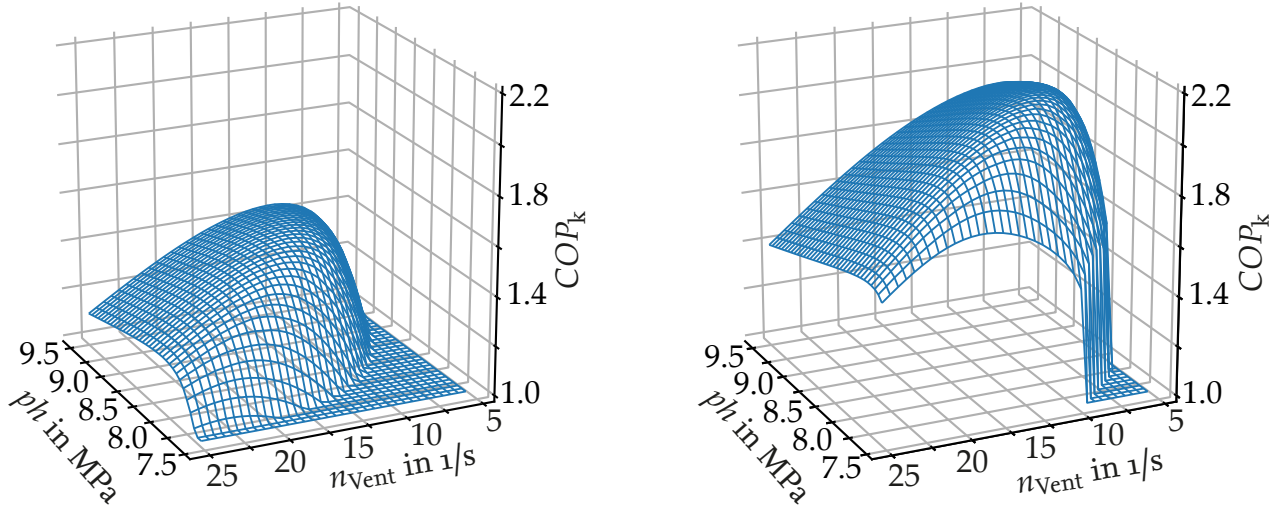


Abbildung 2.18: Kälte-COP für den transkritischen Betrieb von Szenario 3-'Verschmutzter Gaskühler' (links) und Szenario 9-'Schlechter Ejektor' (rechts). Es liegt jeweils ein ausgeprägtes Maximum vor. Die Verläufe sind wesentlich flacher als im subkritischen Betrieb. Das bedeutet, dass der Kälte-COP COP_k weniger stark von einer falschen Wahl des Hochdrucks ph oder der Ventilator Drehzahl n_{Vent} beeinträchtigt wird.

Im transkritischen Betrieb kann der Hochdruck nicht durch eine Unterkühlung festgelegt werden. Alternativ werden typischerweise empirische Formeln wie von Kauf(1999), Liao u. a. (2000), Chen und Gu (2005) und Aprea und Maiorino (2009) zur Berechnung von Hochdrucksollwerten in Abhängigkeit der Systemcharakteristik und in Abhängigkeit von Messgrößen verwendet. In Anlehnung an diese Quellen werden die Drücke im Folgenden in bar angegeben.

In Kauf(1999) wird der Hochdruck für $\vartheta_{umg} \geq 35^\circ\text{C}$ berechnet mit

$$ph_{Kauf}/\text{bar} = 2.6 \vartheta_{umg}/^\circ\text{C}. \quad (2.92)$$

Gemäß Liao u. a. (2000) gilt für $\vartheta_{umg} \geq 30^\circ\text{C}$ mit der Sättigungstemperatur ϑ_s

$$ph_{Liao}/\text{bar} = \frac{2.7572 + 0.1304 \vartheta_s(pl)/^\circ\text{C} - 3.072 c_{Komp\ 2}/c_{Komp\ 1} \vartheta_{GK\ aus}/^\circ\text{C}}{1 + 0.0538 \vartheta_s(pl)/^\circ\text{C} + 0.1606 c_{Komp\ 2}/c_{Komp\ 1}} - \frac{8.7946 + 0.02605 \vartheta_s(pl)/^\circ\text{C} - 105.48 c_{Komp\ 2}/c_{Komp\ 1}}{1 + 0.05163 \vartheta_s(pl)/^\circ\text{C} + 0.2212 c_{Komp\ 2}/c_{Komp\ 1}}. \quad (2.93)$$

Die Gleichung wurde von Aprea und Maiorino (2009) geringfügig modifiziert zu

$$ph_{Aprea}/\text{bar} = ph_{Liao}/\text{bar} - 0.003 \vartheta_{GK\ aus}/^\circ\text{C} + 0.174. \quad (2.94)$$

Chen und Gu (2005) berechnen den Sollwert für denselben Temperaturbereich zu

$$ph_{Chen}/\text{bar} = 2.68 \vartheta_{GK\ aus}/^\circ\text{C} - 6.797. \quad (2.95)$$

Die empirischen Formeln und das NGR-Verfahren werden zur Regelung der Szenarien aus Tabelle 2.5 verwendet. Die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{GK}$ wird, erneut in Anlehnung an Ge und Tassou (2009), Kauf (1999) und Minetto u. a. (2014), auf 3 K festgesetzt. In Tabelle 2.7 werden die aus den empirischen

Formeln und dem NGR-Verfahren resultierenden Betriebspunkte und Werte des Kälte-COP mit denjenigen verglichen, welche aus dem Betrieb im globalen energetischen Optimum resultieren.

In dem Szenario 1-‘Referenz’ ermöglicht als einzige der empirischen Formeln diejenige von Chen und Gu (2005) hohe Energieeffizienzen. Dies gilt umso mehr für Szenario 2-‘Schlechter Ventilator’ und für Szenario 3-‘Verschmutzter Gaskühler’, bei welchen die Systeme ein eher untypisches Verhalten aufweisen. Obwohl die Ventilatoren in den Szenarien weniger effizient bzw. wirksam sind, verursachen die empirischen Formeln starke Drehzahlerhöhungen. Indem die Ventilatorleistung gemessen und berücksichtigt wird, bewirkt das NGR-Verfahren im Gegensatz hierzu eine Anhebung des Hochdrucks, was zu einer Entlastung der Ventilatoren führt.

Auch in Szenario 4-‘Hohe Kältelast’ wird die Ventilatordrehzahl mit der herkömmlichen Regelstrategie sehr hoch gewählt. Der Hochdruck wird erst verändert, wenn die maximale Drehzahl erreicht ist. Bei dem NGR-Verfahren wird der Ventilator erneut durch einen höheren Wert des Hochdrucks entlastet. Die Unterschiede werden deutlich in dem p - h -Diagramm in Abbildung 2.19.

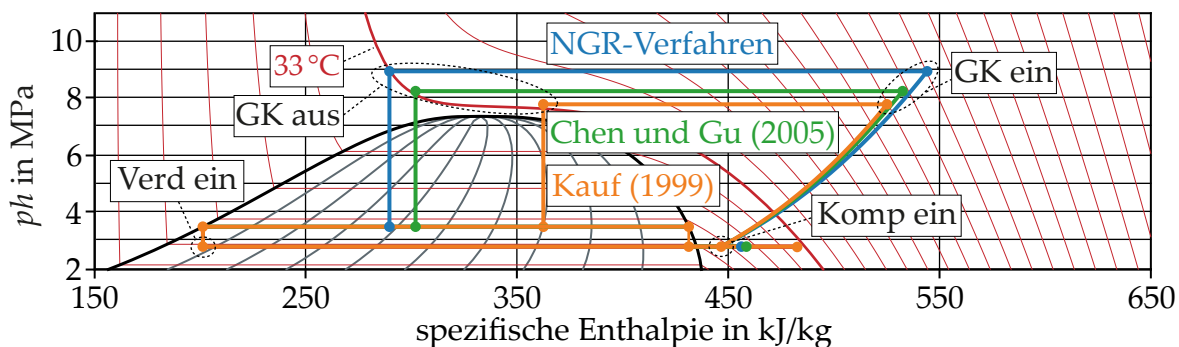


Abbildung 2.19: Prozess des Systems für Szenario 4-‘Hohe Kältelast’ nach Kauf(1999) und Chen und Gu (2005) im Vergleich zu dem NGR-Verfahren im p - h -Diagramm. Mit den empirischen Formeln ist der Hochdruck p_h zu niedrig und die Ventilatordrehzahl n_{Vent} zu hoch.

Die Unterschiede der mit dem NGR-Verfahren und den empirischen Formeln erreichten Werte des Kälte-COP sind geringer in Szenario 5-‘Schlechter Verdichter’. Der Grund ist, dass der Ventilator aufgrund des schlechteren Verdichters weniger effizient durch Hochdruckerhöhungen entlastet werden kann. In den Szenarien 6 bzw. 7 wird die Umgebungstemperatur auf 35°C bzw. 40°C erhöht. Da diese nun auch gültig ist, führt die empirische Formel nach Kauf(1999) zu besseren Ergebnissen als bei den vorherigen Szenarien. Obwohl die Werte des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl variieren, führen sämtliche empirische Formeln zu hohen Werten für den Kälte-COP. Der Grund ist der für hohe Umgebungstemperaturen sehr flache Verlauf des Kälte-COP, siehe Hafner u. a. (2014).

Wie bereits bei dem subkritischen Betrieb, sind die Auswertung des Szenarios 1-‘Referenz’ übertragbar auf die Szenarien 8,9 und 10 mit Ejektor. Das NGR-Verfahren ist somit auch anwendbar auf Systeme mit Ejektor gemäß des Aufbaus aus Abbildung 2.11. Diese Aussage wird dadurch untermauert, dass die für die unterschiedlichen Systeme geltenden Gleichungen aus den Abschnitten 2.5 und 2.6 zur Berechnung der partiellen Ableitungen des Kälte-COP sehr ähnlich sind.

Der gemittelte Kälte-COP $\varnothing\text{COP}_k$ ist mit dem NGR-Verfahren um 22.53 %, 10.23 %, 4.92 % bzw. 9.01 % höher als mit den empirischen Formeln. Das globale Optimum wird fast erreicht. Ein weiterer Vorteil ist, dass die Regelung im sub- und transkritischen Betrieb einheitlich auf Basis der partiellen Ableitungen erfolgt. Im Gegensatz zu dem Stand der Wissenschaft erfolgt diese also nicht auf

Basis von Sollwerten für entweder den Hochdruck oder die Unterkühlung. Dies ist wichtig für Umgebungstemperaturen von ca. 25 °C, bei denen eine Regelung auf Basis der Unterkühlung nicht mehr möglich ist, der Gültigkeitsbereich der empirischen Formeln jedoch noch nicht erreicht ist.

	S	COP_k	ph in MPa	n_{Vent} in 1/s	$\Delta\vartheta_{GK}$ in K	$\varnothing COP_k$		S	COP_k	ph in MPa	n_{Vent} in 1/s	$\Delta\vartheta_{GK}$ in K	$\varnothing COP_k$
Kauf(1999)	1	1.36	7.80	20.6	3.0	1.23 (-22.5 %)	Aprea und Maiorino (2009)	1	1.53	7.97	17.0	3.0	1.43 (-9.0 %)
	2	1.07	7.80	23.6	3.0			2	1.38	7.97	18.0	3.0	
	3	0.91	7.80	25.0	3.7			3	1.15	8.06	25.0	3.1	
	4	0.94	7.80	25.0	4.1			4	1.34	8.17	25.0	3.8	
	5	1.18	7.80	21.1	3.0			5	1.32	7.97	17.4	3.0	
	6	1.23	9.10	13.2	3.0			6	1.24	9.18	12.6	3.0	
	7	0.97	10.4	11.1	3.0			7	0.97	10.4	11.2	3.0	
	8	1.67	7.80	22.4	3.0			8	1.91	7.97	18.5	3.0	
	9	1.41	7.80	22.7	3.0			9	1.63	7.97	18.6	3.0	
	10	1.53	7.80	22.5	3.0			10	1.79	7.97	18.6	3.0	
Liao u. a. (2000)	1	1.53	79.6	17.2	3.0	1.42 (-10.2 %)	NGR-Verfahren	1	1.66	8.47	13.4	2.0	1.58 (100 %)
	2	1.37	7.96	18.2	3.0			2	1.60	8.65	11.7	2.3	
	3	1.15	8.06	25.0	3.4			3	1.49	8.98	14.2	3.0	
	4	1.33	8.16	25.0	3.8			4	1.49	8.96	17.7	2.9	
	5	1.31	7.96	17.6	3.0			5	1.40	8.45	14.1	1.9	
	6	1.24	9.17	12.6	3.0			6	1.29	9.46	13.7	1.8	
	7	0.97	10.4	11.2	3.0			7	1.00	10.5	13.8	1.7	
	8	1.90	7.96	18.6	3.0			8	2.07	8.57	13.0	2.0	
	9	1.62	7.96	18.9	3.0			9	1.79	8.57	13.4	2.0	
	10	1.78	7.96	18.7	3.0			10	2.04	8.57	13.0	2.1	
Chen und Gu (2005)	1	1.61	81.6	14.2	3.0	1.50 (-4.9 %)	Globales Optimum	1	1.66	8.47	13.4	2.0	1.58 (+0.1 %)
	2	1.52	8.16	14.6	3.0			2	1.60	8.64	11.7	2.3	
	3	1.23	8.16	23.9	3.0			3	1.49	8.98	14.1	3.0	
	4	1.37	8.26	25.0	3.4			4	1.49	8.92	17.3	3.2	
	5	1.37	8.16	14.5	3.0			5	1.40	8.45	14.0	1.9	
	6	1.25	9.50	10.8	3.0			6	1.29	9.46	13.7	1.8	
	7	0.96	10.8	9.7	3.0			7	1.00	10.5	14.3	1.5	
	8	2.05	8.16	15.1	3.0			8	2.09	8.53	11.9	2.9	
	9	1.74	8.16	15.3	3.0			9	1.79	8.52	13.2	2.2	
	10	1.95	8.16	15.2	3.0			10	2.04	8.57	12.9	2.2	

Tabelle 2.7: Energetischer Vergleich der Regelstrategien für die zehn Szenarien (S) aus Tabelle 2.5 für den transkritischen Betrieb. Das NGR-Verfahren ermöglicht Einsparungen zwischen 4.9 % und 22.5 %.

Effizienz im transkritischen Betrieb bei fehlerhaften Messgrößen

Das NGR-Verfahren erfordert hinreichend genaue Abschätzungen der partiellen Ableitungen des Kälte-COP. Diese werden unter Verwendung von zahlreichen Messgrößen berechnet. Bisher wurde angenommen, dass die Messgrößen exakt zur Verfügung stehen. In diesem Unterabschnitt wird untersucht, inwiefern fehlerhafte Messsignale den Kälte-COP beeinflussen. Die Ergebnisse beziehen sich auf den transkritischen Betrieb bei 30 °C Umgebungstemperatur.

Abbildung 2.20 zeigt den Einfluss fehlerhafter Messungen des Hoch- und Niederdrucks auf den Kälte-COP. Der Einfluss des Niederdrucks ist sehr gering und vernachlässigbar. Zeigt der Sensor den Hochdruck um 0.5 MPa zu tief an, wird der Hochdruck gegenüber dem energieoptimalen Wert nicht um 0.5 MPa, sondern nur um 0.28 MPa erhöht. Ist der Sensorwert um 0.5 MPa zu hoch, wird der tatsächliche Hochdruck nur um 0.22 MPa zu tief gewählt. Die Abbildung belegt, dass das NGR-Verfahren sehr robust gegenüber fehlerhaften Drucksignalen ist.

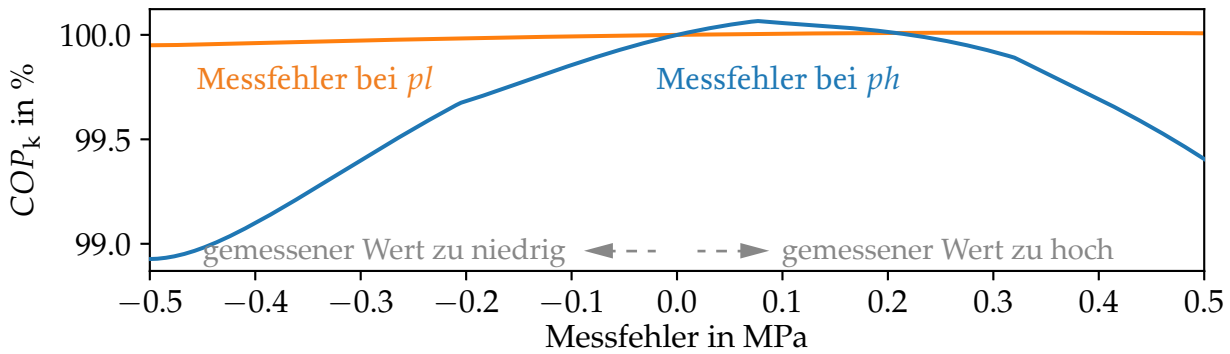


Abbildung 2.20: Einfluss von Messfehlern des Hochdrucks p_h und Niederdrucks p_l auf den Kälte-COP COP_k . Das NGR-Verfahren ist sehr robust und die Energieeffizienz wird nur wenig beeinflusst.

In Abbildung 2.21 wird der Einfluss von fehlerhaft geschätzten bzw. gemessenen Leistungsaufnahmen der Verdichter und Ventilatoren untersucht. Bei fehlerhaften Werten wird prinzipiell die Effizienz des jeweiligen Bauteils über- bzw. unterbewertet. Das Resultat sind zu hohe bzw. zu niedrige Werte der Drehzahl der jeweiligen Komponente. Die enge Skalierung zeigt jedoch, dass die Effizienz sehr robust auch gegenüber starken Abweichungen ist.

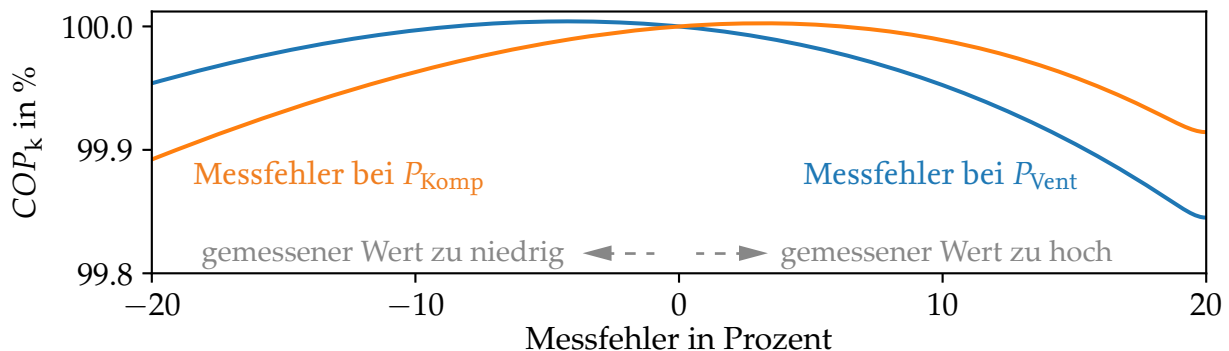


Abbildung 2.21: Einfluss von Messfehlern der Ventilatorleistung P_{Vent} und Verdichterleistung P_{Komp} auf den Kälte-COP COP_k . Erneut ist das NGR-Verfahren sehr robust, sodass die Einflüsse vernachlässigbar sind.

Abbildung 2.22 bewertet den Einfluss falscher Temperaturmessungen. Der Einfluss der Verdichtereintrittstemperatur ist vernachlässigbar. Der Einfluss der Kältemittelaustrittstemperatur ist sehr hoch. Sowohl der Hochdruck als auch die Ventilator Drehzahl werden von falschen Messsignalen beeinflusst. Mathematisch lässt sich der starke Einfluss der Austrittstemperatur damit begründen, dass der dazugehörige Zustand des Kältemittels mehrfach bei der Auswertung der partiellen Ableitungen des Kälte-COP einfließt, siehe die Abschnitte 2.5 und 2.6.

In Abbildung 2.23 wird das Verhalten einer herkömmlichen Regelstrategie untersucht. Verwendet wird Gleichung 2.95 nach Chen und Gu (2005), welche in Tabelle 2.7 als bestmögliche der herkömmlichen Regelstrategien identifiziert wurde. Wie bereits zuvor, wird der transkritische Betrieb bei einer Umgebungstemperatur von 30°C untersucht.

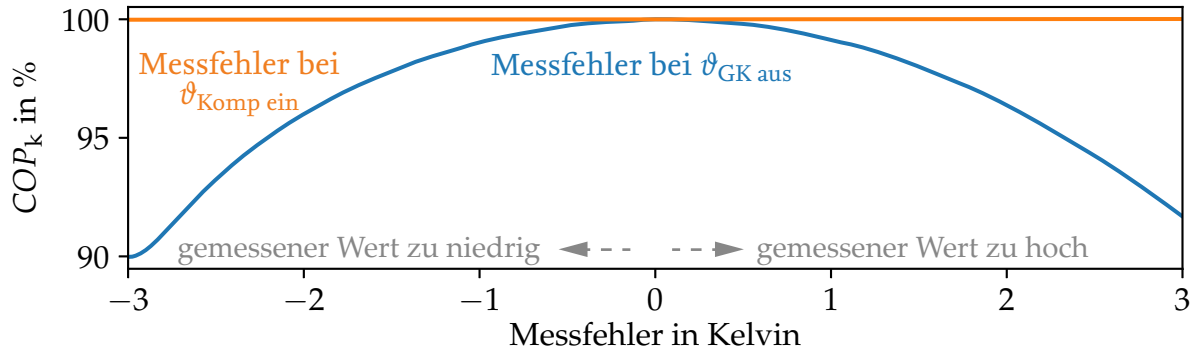


Abbildung 2.22: Einfluss von Messfehlern der Kältemitteltemperaturen $\vartheta_{\text{GK aus}}$ am Austritt des Gaskühlers und $\vartheta_{\text{Komp ein}}$ am Eintritt des Verdichters auf den Kälte-COP COP_k . Die starke Sensitivität zeigt, dass insbesondere genaue Messungen der Kältemittelaustrittstemperatur erforderlich sind.

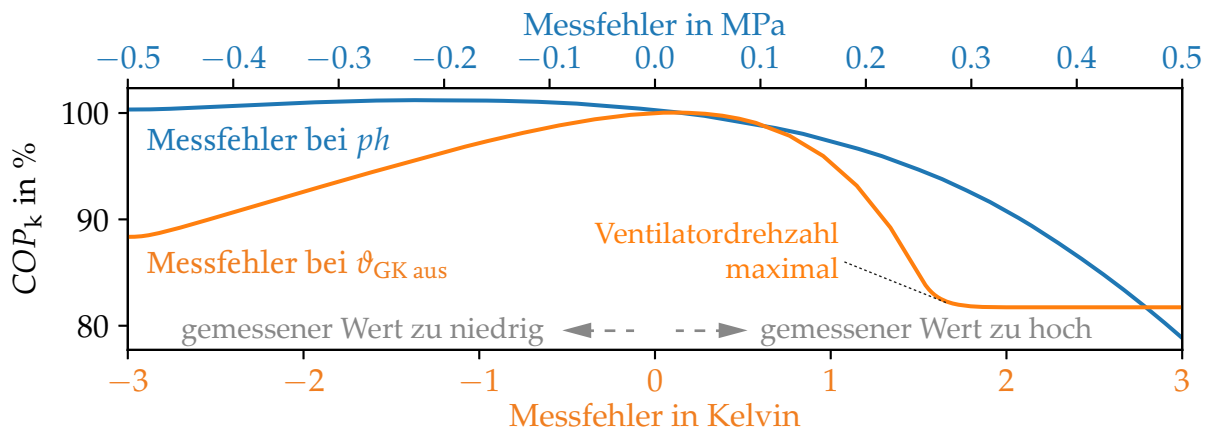


Abbildung 2.23: Einfluss von Messfehlern der Kältemittelaustrittstemperatur $\vartheta_{\text{GK aus}}$ und des Hochdrucks ph auf den Kälte-COP COP_k bei einer herkömmlichen Regelstrategie. Die negativen Einflüsse sind sehr viel stärker als mit dem NGR-Verfahren.

Die Abbildung 2.23 verdeutlicht, dass die herkömmliche Regelstrategie sehr viel anfälliger gegenüber falschen Messsignalen ist als das NGR-Verfahren:

Wird der Hochdruck um 0.5 MPa überschätzt, ist der tatsächliche Hochdruck derart zu tief, dass der Kälte-COP von über 1.6 auf unter 1.3 sinkt. Bei dem NGR-Verfahren bleibt der Kälte-COP nahezu unbeeinflusst, siehe die Abbildung 2.20. Ähnlich stark beeinflussen fehlerhafte Messsignale der Kältemittelaustrittstemperatur die Energieeffizienz. Wird die Temperatur als zu hoch angenommen, wird die Ventilatorleistung mit dem Ziel erhöht, die gewünschte Temperaturdifferenz zur Umgebung einzuregeln. In Abhängigkeit von der maximalen Ventilatorleistung kann der Kälte-COP stark sinken. Da bei dem NGR-Verfahren auch die Leistungsaufnahme der Ventilatoren berücksichtigt wird, sind die Einbußen in Abbildung 2.22 sehr viel geringer.

2.8 Funktionsnachweis von NGR am Versuchsstand

Die Messungen dienen zum weiteren Nachweis des NGR-Verfahrens. Sie wurden bei einer Hallentemperatur von 23.5 °C durchgeführt und beschränken sich auf den transkritischen Betrieb. Neben stationären Effizienzen wird der Umgang mit sich ändernden Randbedingungen untersucht.

Versuchsstand des CO₂-Kompressionskältekreislaufs

Der Aufbau des Versuchsstands ist in Abbildung 2.24 dargestellt. Im Vergleich zu Abbildung 2.9 erfolgt eine weitere Wärmestromzufuhr zwischen dem Kältemittelsammler und dem Verdichter. Zur Anbindung der Sekundärkreisläufe dienen Plattenwärmeübertrager. Die Höhe der Wärmeströme wird mit zwei elektrischen Heizstäben beeinflusst. Der Gaskühler besteht aus zwei Wärmeübertragern, welche kältemittelseitig parallel und luftseitig in Reihe durchströmt werden. Ein Massenstromsensor ist hinter dem Austritt des Gaskühlers installiert. Anhand des Massenstroms und den Druck- und Temperaturmessungen am Ein- und Austritt erfolgt die Schätzung der Leistungsaufnahme des Verdichters gemäß Gleichung 2.29. Die Leistungsaufnahme des Ventilators wird direkt gemessen.

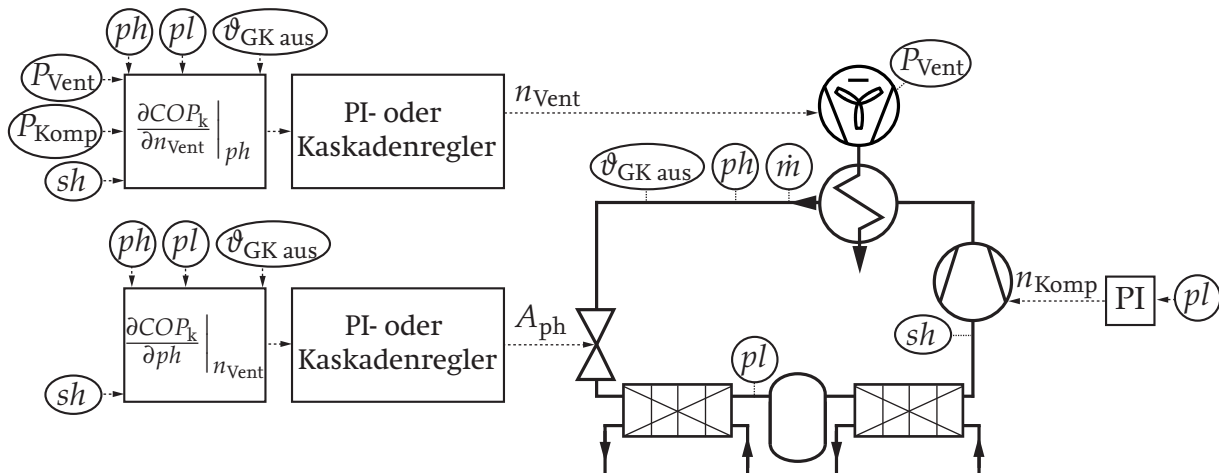


Abbildung 2.24: Regelstruktur für Versuchsstand. Die Ventilatorleistung P_{Vent} wird gemessen und die Verdichterleistung P_{Komp} auf Basis des Kältemittelmassenstroms \dot{m} geschätzt.

Effizienz im transkritischen Betrieb bei konstanten Randbedingungen

Um den Einfluss des Hochdrucks und der Temperaturdifferenz $\Delta\theta_{\text{GK}}$ auf den Kälte-COP zu untersuchen, werden die in Abbildung 2.25 dargestellten Betriebspunkte stationär angefahren. Die Messdaten erhärten die Vermutung, dass ein einziges energetisches Maximum vorliegt und die Bestimmung des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl (bzw. der Temperaturdifferenz $\Delta\theta_{\text{GK}}$) ein konvexes Optimierungsproblem darstellt. Das Optimum liegt in der Nähe eines Hochdrucks von 9.0 MPa und einer Temperaturdifferenz von 3 K. Der Prozess in diesem und zwei weiteren Betriebspunkten ist dargestellt in Abbildung 2.26. Im Folgenden wird dargelegt, dass mit dem NGR-Verfahren die beiden in Abbildung 2.25 farblich dargestellten Betriebspunkte angefahren und der energieoptimale Betriebspunkt somit annähernd erreicht wird.

Robustheit des NGR-Verfahrens

Der optimale Wert des Hochdrucks von 9.0 MPa aus Abbildung 2.25 ist um ca. 1.0 MPa höher als dies gemäß den empirischen Formeln und den Verläufen in Ge und Tassou (2009) und Hafner u. a. (2014) zu erwarten ist. Die hohe Abweichung belegt, dass die Anlage bezüglich des optimalen Hochdrucks ein *untypisches* Verhalten hat. Der Grund ist, dass der Gaskühler aus zwei Wärmeübertragern besteht, welche kältemittelseitig parallel und luftseitig in Reihe durchströmt werden. Nur in dem luftseitig zuerst durchströmten Wärmeübertrager ist die Luft Eintrittstemperatur derart gering, dass das Kältemittel ausreichend abgekühlt wird. Es besteht die Gefahr, dass das Kältemittel in dem

		$\Delta\vartheta_{\text{GK}}$ in K		
COP_k		1	3	5
ph in MPa	8.5	/	1.90	1.95
	9.0	1.31	2.00	1.97
	9.5	1.60	1.89	1.94

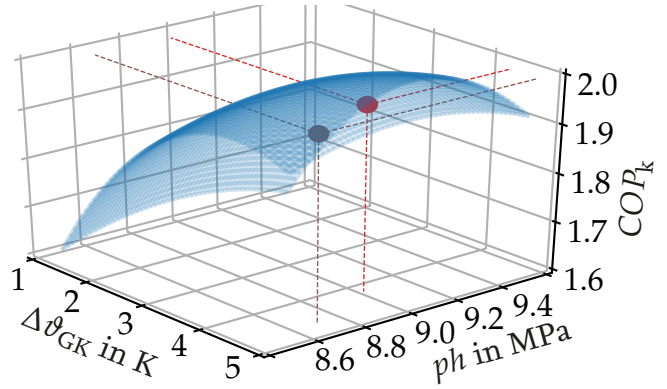


Abbildung 2.25: Stationäre Messungen des Kälte-COP COP_k in Abhängigkeit des Hochdrucks ph und der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{GK}}$. Die blaue Fläche ist eine Approximation und veranschaulicht, dass keine Sattelpunkte und keine weiteren lokalen Optima vorliegen. Das NGR-Verfahren führt zu den farbigen Betriebspunkten.

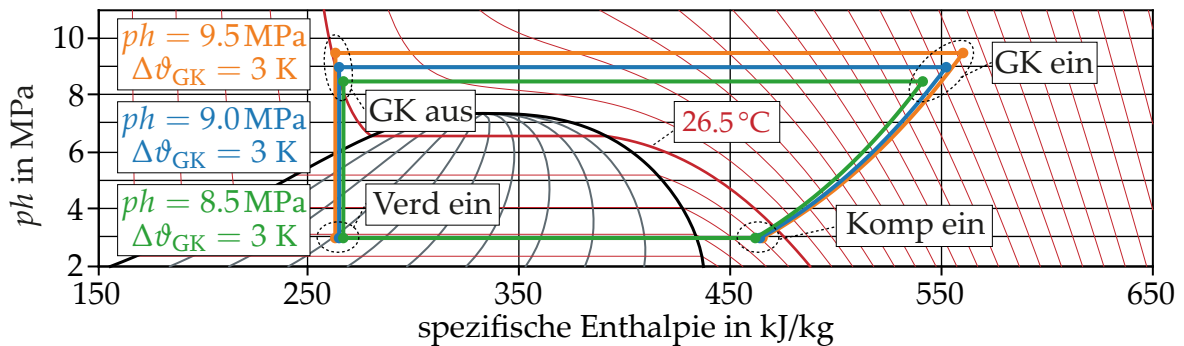


Abbildung 2.26: Prozess des Versuchsstands für unterschiedliche Werte des Hochdrucks ph im p - h -Diagramm. In der Nähe von $ph = 9.0$ MPa ist das energetische Optimum mit $\text{COP}_k \approx 2.00$.

weiteren Wärmeübertrager nicht ausreichend gekühlt wird und somit auch die am Gaskühleraustritt resultierende Mischtemperatur des Kältemittels zu hoch ist. Die üblichen empirischen Formeln sind für ein solches Anlagenverhalten nicht geeignet, siehe Abschnitt 2.7. Im Folgenden wird dargelegt, dass das NGR-Verfahren hiervon unbeeinflusst ist und zu hohen Werten des Kälte-COP führt.

Das NGR-Verfahren wird erneut in Kombination mit den in den Abschnitten 2.5 und 2.6 hergeleiteten Gleichungen für die partiellen Ableitungen des Kälte-COP verwendet. Die partiellen Ableitungen sind stark physikalisch motiviert. Sie weisen jedoch mit den Faktoren ph_{\min} , a_{ph} und a_{Vent} drei Variablen auf, welche nicht direkt durch Messgrößen festgelegt sind. Um die Robustheit des Verfahrens zu belegen, wird untersucht, inwiefern die Werte dieser Variablen an das untypische Anlagenverhalten anzupassen sind. Aufgrund der direkten physikalischen Interpretierbarkeit von ph_{\min} , siehe Abschnitt 2.4, werden nur a_{ph} und a_{Vent} untersucht.

Die Variablen a_{ph} bzw. a_{Vent} beschreiben den Einfluss des Hochdrucks bzw. der Ventilatorzahl auf die Kältemittelaustrittstemperatur. Deren Werte können für einen *typischen* stationären Kreislauf mit Hilfe der Gleichungen 2.19 und 2.23 zu $a_{ph} = -3.1$ und $a_{\text{Vent}} = -3.4$ berechnet werden. Diese Werte führen zu dem folgenden und in Abbildung 2.25 braun dargestellten Betriebspunkt:

Annahme eines *typischen* Verhaltens (auf Basis eines Simulationsmodells berechnet:
 $a_{ph} = -3.1$ und $a_{\text{Vent}} = -3.4$): $ph = 8.68$ MPa, $\Delta\vartheta_{\text{GK}} = 4.8$ K, $\text{COP}_k = 1.98$

Aufgrund des untypischen Systemverhaltens werden die Variablen a_{ph} und a_{Vent} für das gegebene System neu bestimmt. Zur Bestimmung der Variable a_{ph} dienen die Messergebnisse aus Abbildung 2.27.

Der Hochdruck wird von 9.0 MPa auf 8.5 MPa verringert, sodass die Temperaturdifferenz von 3.0 K auf 7.2 K ansteigt. Die Ventilator-drehzahl wird nicht verändert.

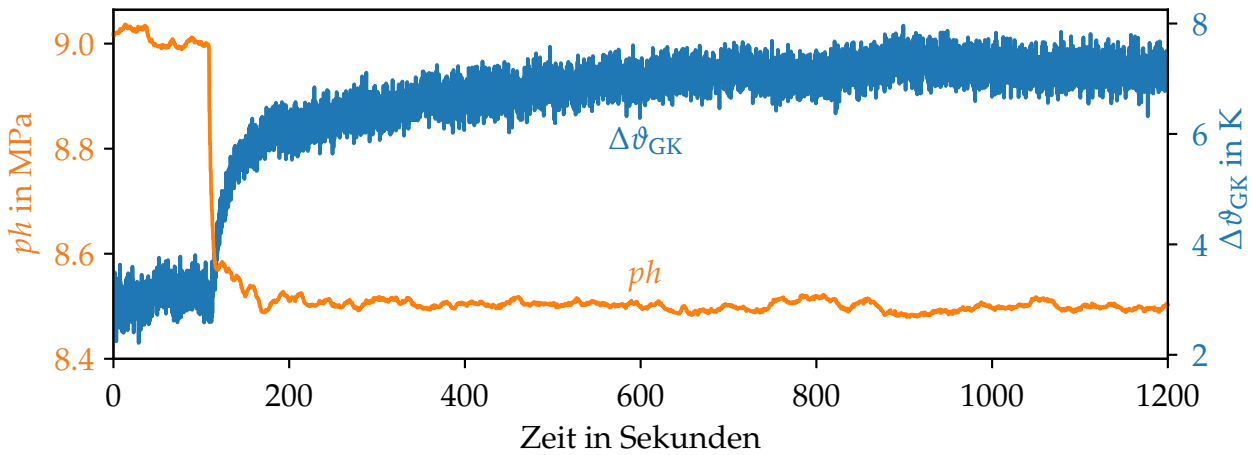


Abbildung 2.27: Messdaten zur Bestimmung von $a_{ph} = -4.4$. Der Einfluss des Hochdrucks ph auf die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{GK}$ ist vergleichsweise hoch, siehe zum Vergleich Abbildung 2.13.

Analog kann die Variable a_{Vent} auf Basis von Abbildung 2.28 bestimmt werden. Die Ventilator-drehzahl wird von 40.5 % auf 51.8 % erhöht, sodass die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{GK}$ von 5.3 K auf 3.0 K sinkt. Der Hochdruck ist konstant. Auswertungen von Gleichung 2.18 und Gleichung 2.22 führen zu $a_{ph} = -4.4$ und $a_{Vent} = -2.3$. Der betragsmäßig erhöhte Wert von a_{ph} zeigt, dass der Hochdruck ph die Kältemitteltemperatur $\vartheta_{GK,aus}$ stark beeinflusst und vergleichsweise hoch zu wählen ist.

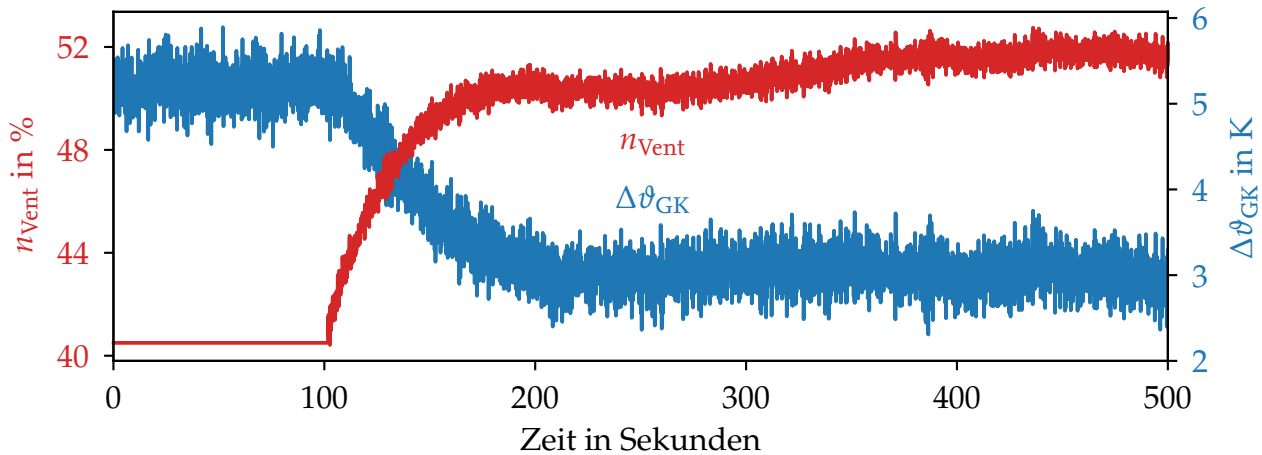


Abbildung 2.28: Messdaten zur Bestimmung von $a_{Vent} = -2.3$. Der Einfluss der Ventilator-drehzahl n_{Vent} auf die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{GK}$ ist vergleichsweise gering, siehe zum Vergleich Abbildung 2.15.

Das NGR-Verfahren führt zu dem folgenden und in Abbildung 2.25 rot dargestellten Betriebspunkt:

Identifikation des realen Verhaltens (auf Basis von Messdaten bestimmt):

$$a_{ph} = -4.4 \text{ und } a_{Vent} = -2.3): ph = 8.99 \text{ MPa}, \Delta\vartheta_{GK} = 4.3 \text{ K}, COP_k = 1.98$$

Ohne Identifikationsprozess wird der Hochdruck um ca. 0.3 MPa zu gering gewählt, siehe den braunen Punkt in Abbildung 2.25. Da jedoch die Ventilator-drehzahl angepasst wird, sind die Auswirkungen auf den Kälte-COP sehr gering. Mit an das System angepassten Werten für a_{ph} und a_{Vent} weichen der Hochdruck um weniger als 0.01 MPa und die Kältemitteltemperatur um ungefähr 1 K von den optimalen Werten ab, siehe den roten Punkt in Abbildung 2.25.

Sowohl mit als auch ohne Anpassung an das untypische Systemverhalten werden Werte für den Kälte-COP von 1.98 erreicht. Das NGR-Verfahren ist somit robust und erfordert keine anlagenspezifischen Anpassungen der Variablen a_{ph} und a_{Vent} . Die erreichten Werte des Kälte-COP sind nur 1 % geringer als das gemessene und auf Basis der Approximation geschätzte Maximum von 2.00.

Dynamische Anpassung an sprunghaft veränderte Randbedingungen

In diesem Unterabschnitt wird untersucht, wie die neuartige Regelstrategie auf sprunghafte Änderungen der Wärmeübertragungsfähigkeit bzw. der Kältelast reagiert. Der erstgenannte Fall wird in Abbildung 2.29 veranschaulicht. Nach ca. 100 Sekunden werden ungefähr 80 % der Fläche des Gaskühlers abgedeckt und die Übertragungsfähigkeit somit signifikant reduziert.

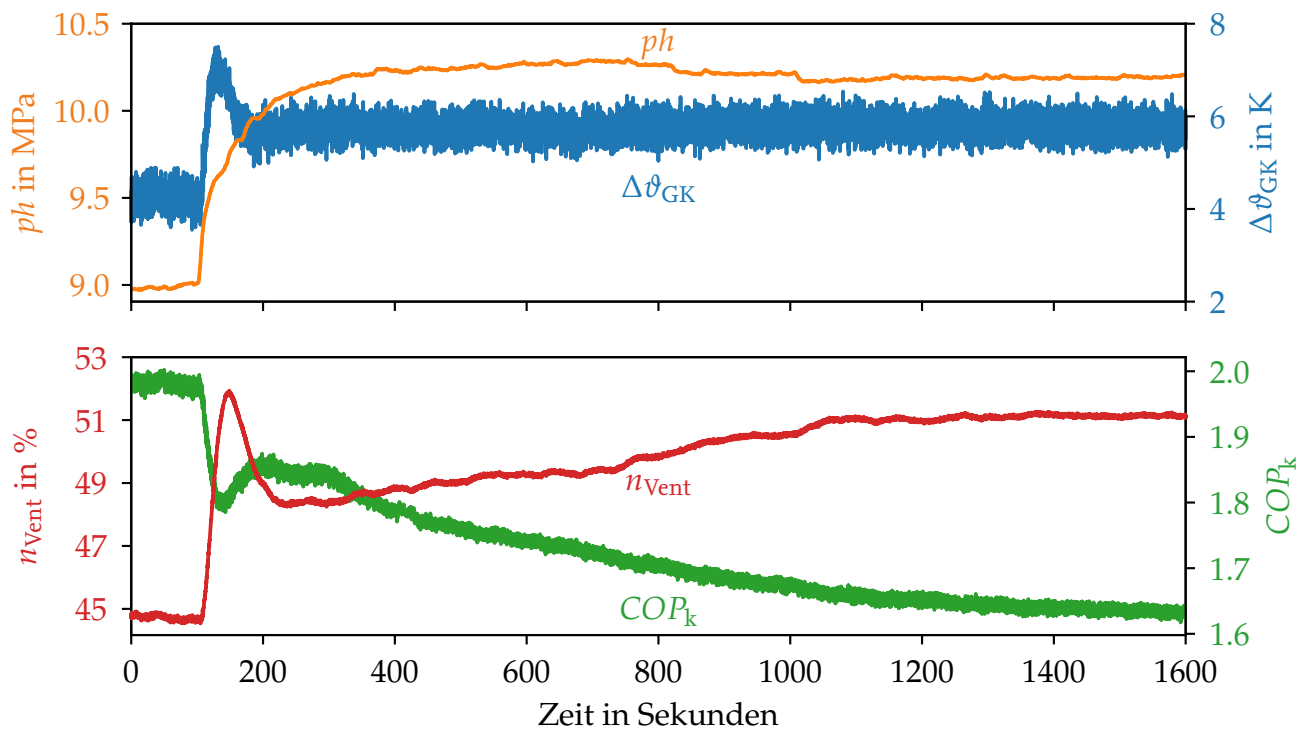


Abbildung 2.29: Anpassungen des Hochdrucks ph und der Ventilatorumdrehzahl n_{Vent} mit NGR auf eine sprunghafte Verschlechterung der Übertragungsfähigkeit des Gaskühlers zum Zeitpunkt $t = 100$ s. Entgegen herkömmlicher Regelstrategien steigt die Temperaturdifferenz $\Delta\theta_{GK}$. Der Kälte-COP COP_k sinkt.

Das NGR-Verfahren bewirkt einen schnellen Anstieg des Hochdrucks von 9.0 MPa auf 10.2 MPa. Durch die Erhöhung der Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager wird die Wärmestromabgabe unterstützt. Die Drehzahl der Ventilatoren wird nur geringfügig erhöht und ein Anstieg der Temperaturdifferenz $\Delta\theta_{GK}$ zugelassen. Der Kälte-COP sinkt von 1.98 auf 1.65. Die Messergebnisse sind in Einklang mit den Simulationsergebnissen aus Abschnitt 2.7. Dort wurde anhand der Szenarien 1-‘Referenz’ und 3-‘Verschmutzter Gaskühler’ gezeigt, dass ein solches Verhalten, und insbesondere eine Anpassung von $\Delta\theta_{GK}$, energetisch optimal ist.

Der zweitgenannte Fall einer Kältelaständerung wird dargelegt in Abbildung 2.30. Eine Verringerung führt zu Absenkungen des Hochdrucks, der Temperaturdifferenz $\Delta\theta_{GK}$ und der Ventilatorumdrehzahl. Der Kälte-COP steigt von 1.98 auf 2.4. Dies ist in Einklang mit den Simulationsergebnissen aus Abschnitt 2.7, siehe die Szenarien 1-‘Referenz’ und 4-‘Hohe Kältelast’.

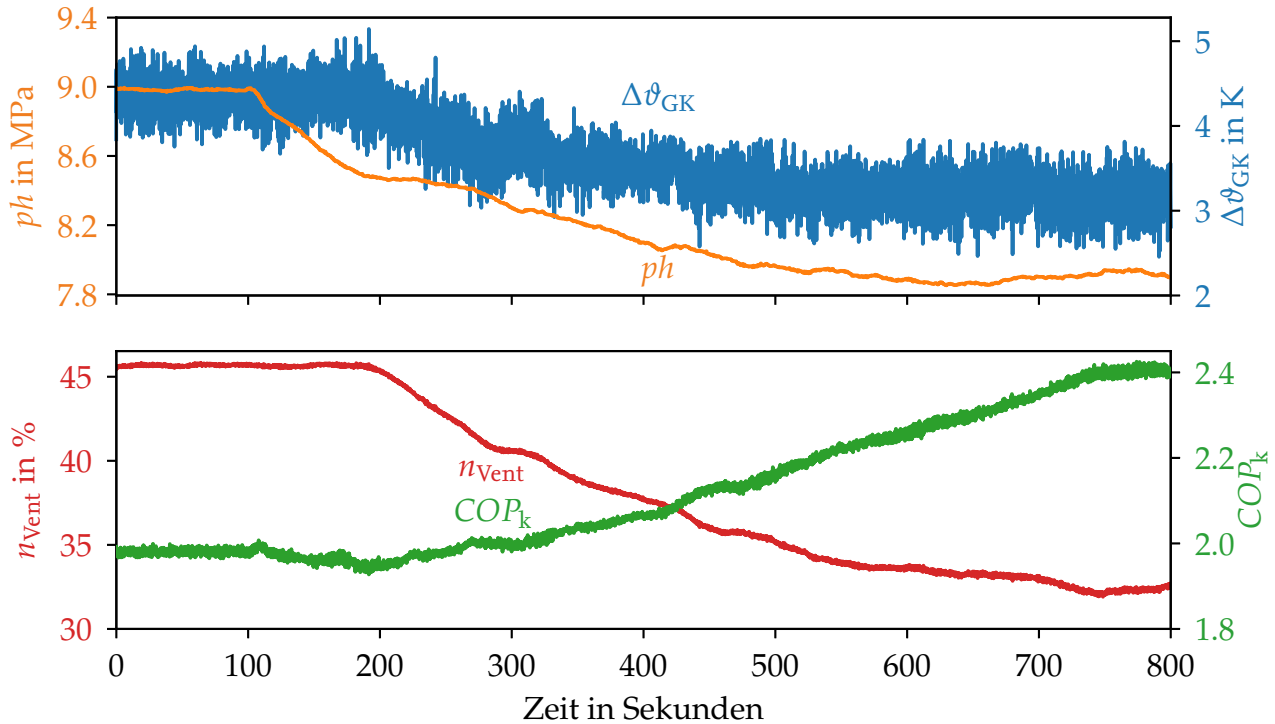


Abbildung 2.30: Anpassungen des Hochdrucks ph und der Ventilator-drehzahl n_{Vent} mit NGR auf eine Verminderung der Kälteleistung zum Zeitpunkt $t = 100$ s. Entgegen herkömmlicher Regelstrategien sinkt die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{GK}$. Der Kälte-COP COP_k steigt.

Effizienz bei großen Ventilatorleistungen

Das NGR-Verfahren passt sowohl den Hochdruck als auch die Ventilator-drehzahl an sich verändernde Bedingungen an. Dieses vorteilhafte Verhalten ist nicht üblich. Wie im Stand der Wissenschaft dargelegt, wird die Ventilator-drehzahl üblicherweise mit dem Ziel gewählt, eine konstante bzw. in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur zu wählende Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{GK}$ einzuregeln. Die Istwerte dieser Temperatur dienen der Bestimmung von Sollwerten des Hochdrucks auf der Basis von den in Abschnitt 2.7 untersuchten empirischen Formeln.

Diese herkömmliche Regelstrategie kann energetisch sehr nachteilig sein im Falle von Verschmutzungen des Gaskühlers. Wenn leistungsstarke Lüfter verbaut sind, kann die Kältemittelaustrittstemperatur mit kontinuierlich steigenden Werten der Ventilator-drehzahl konstant gehalten werden. Da weder die Drehzahl noch die Leistungsaufnahme der Ventilatoren berücksichtigt wird, bleibt der Sollwert des Hochdrucks unverändert. Erst wenn die Ventilatoren eine maximale Drehzahl aufweisen und die Austrittstemperatur steigt, werden der Hochdruck angehoben und die Ventilatoren durch die höhere Temperaturdifferenz im Gaskühler entlastet.

Dieser Zusammenhang wird deutlich in Abbildung 2.31, welche den COP_k und das Verhältnis P_{Vent}/P_{Komp} in Abhängigkeit einer maximalen Ventilator-drehzahl $n_{Vent\ max}$ aufzeigt. Die Daten zeigen am Versuchsstand vermessene stationäre Betriebspunkte. Unterschieden wird zwischen der herkömmlichen Regelstrategie und dem NGR-Verfahren. Die Verschmutzung wird durch die bereits in Abbildung 2.8 beschriebene Abdeckung einer Teilfläche des Gaskühlers nachgebildet.

Bei dem NGR-Verfahren wird, unabhängig von der maximal zulässigen Ventilator-drehzahl, stets derselbe Betriebspunkt angefahren. Das Verhältnis der Ventilator- zu der Verdichterleistung beträgt 11 %. Der Kälte-COP ist 1.65.

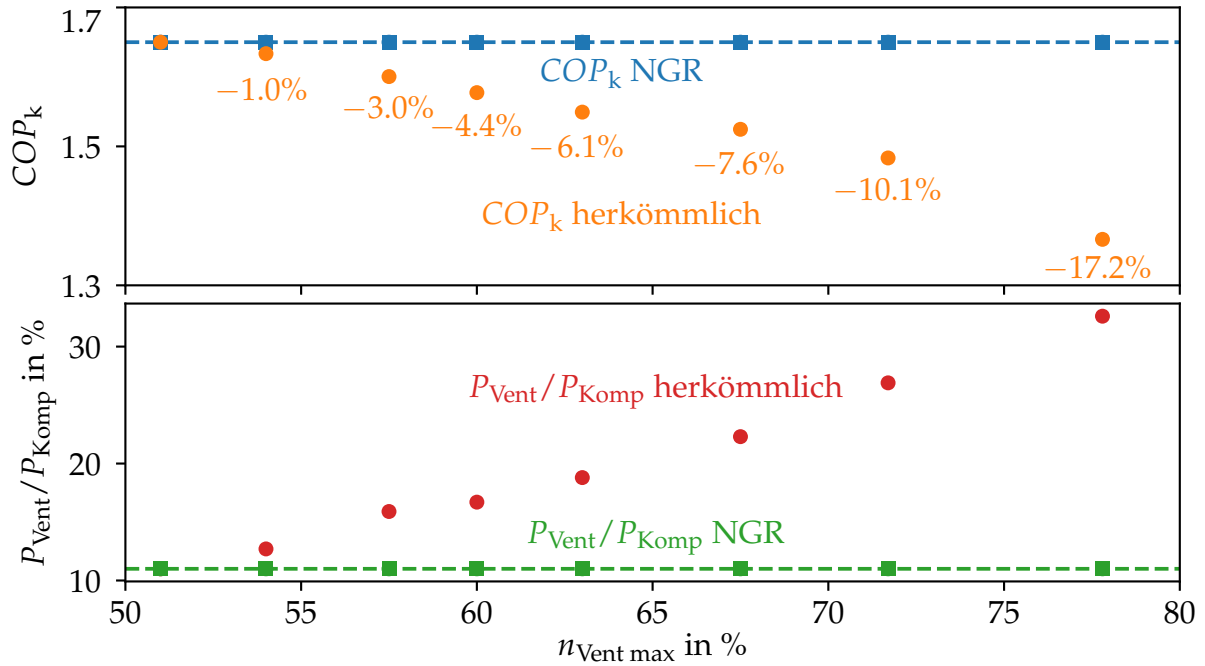


Abbildung 2.31: Kälte-COP COP_k und Verhältnis der Leistungsaufnahmen P_{Vent}/P_{Komp} von stationären Betriebspunkten des Versuchsstands in Abhängigkeit der maximalen Ventilatorleistung $n_{Vent\ max}$. Bei einer herkömmlichen Regelstrategie kann die Ventilatorleistung stark zu- und der Kälte-COP stark abnehmen.

Bei der herkömmlichen Regelstrategie wird die Ventilatorleistung mit dem Ziel einer konstanten Kältemittelabkühlung sehr stark, und ungeachtet der Leistungsaufnahme des Ventilators, erhöht. Wie in Abbildung 2.31 ersichtlich, steigt das Verhältnis P_{Vent}/P_{Komp} mit höheren zulässigen Ventilatorleistungen $n_{Vent\ max}$. Dies geht einher mit Verringerungen des Kälte-COP.

Gemäß Abbildung 2.31 sind bereits bei Verhältnissen P_{Vent}/P_{Komp} von 15 % energetische Einsparungen im mittleren einstelligen Prozentbereich möglich. Ein entsprechendes Beispiel wird in Möhlenkamp (2017) untersucht. Für eine Transportkälteanlage werden Betriebspunkte mit P_{Vent}/P_{Komp} zwischen 10 % und 14 % angefahren. In Gesamtverband der Deutschen Versicherungswirtschaft (2018) werden Beispielrechnungen für den Betrieb von Kühlcontainern dargelegt. Der Frischluftstrom pro Kühlcontainer beträgt zwischen 1 m³/s und 1.25 m³/s. Bereits bei 1 m³/s beträgt das Verhältnis der Ventilator- zu der Verdichterleistung 16.3 %. Hohe Kosteneinsparungen können insbesondere aus den hohen Kälteleistungen und den langen Betriebsdauern resultieren.

Die am Versuchsstand gemessenen maximalen Einbußen des Kälte-COP von 17 % gehen einher mit $P_{Vent}/P_{Komp} \approx 30$ %. Dieses Verhältnis ist hoch, jedoch nach Roth (2011) im Supermarktbereich nachweisbar. Von Mayer (2014) wird gezeigt, dass im Fahrzeugbereich Verhältnisse von über 40 % möglich sind. Die Auswertung bezieht sich allerdings nicht auf das Kältemittel CO₂.

Neben der hohen Energieeffizienz weist das NGR-Verfahren einen weiteren Vorteil auf: Indem die Ventilatoren im Bedarfsfall entlastet werden, sinkt die akustische Belastung. Dies kann vorteilhaft bei stationären Systemen wie Supermärkten sein, welche in Wohngebieten liegen und welche im Frühjahr aufgrund der Gaskühlerverschmutzungen zum Teil mit erhöhten Ventilatorleistungen betrieben werden. Auch bei mobilen Anwendungen kann die akustische Belastung reduziert werden. Ein Beispielsystem sind Züge, bei denen die Geräusche der Ventilatoren im Bahnhofsbereich als störend empfunden werden können. Auch die Ventilatoren von Transportkälteanlagen können sehr hohe Drehzahlen aufweisen und auf Raststätten unerwünschte Schallemissionen bewirken.

3 Energieoptimierter Betrieb für zusätzliche Wärmeauskopplung bei Systemen mit Energiespeicher durch Null-Gradientenregelung und Optimalsteuerung

In Kapitel 2 wurde aufgezeigt, wie ein energieoptimierter Betrieb von Kältemaschinen erreicht wird. In diesem Kapitel werden die Untersuchungen ausgeweitet für den Fall, dass die von dem Verdampfer und dem Verdichter aufgenommene Energie im Rahmen einer Wärmeauskopplung verwendet wird. Während der Hochdruck in dem vorherigen Kapitel als Freiheitsgrad zur energetischen Optimierung diente, muss dieser durch die zusätzliche Heizanforderung zunächst auf ein eindeutig festgelegtes Mindestmaß erhöht werden, siehe die Abbildung 1.5 im Stand der Wissenschaft. Wie Lemke (2005) zeigt, kann dies dazu führen, dass die Effizienz der gesamten Kälteanlage bereits durch geringe Heizanforderungen stark verringert wird. Im Folgenden wird gezeigt, wie der Freiheitsgrad durch die Verwendung eines thermischen Energiespeichers in Form eines Wasser-Schichtenspeichers zurückerlangt wird.

Der Energiespeicher bewirkt, dass die Bestimmung eines energieoptimierten Betriebs nicht direkt mit der in Kapitel 2 vorgestellten quasistationären Betriebspunktoptimierung möglich ist. Das in diesem Kapitel verfolgte Ziel ist daher die Entwicklung einer Betriebsweise, welche den Hochdruck und die Ventilatordrehzahl derart bestimmt, dass der Speicher optimal genutzt und das zeitliche Integral der Leistungsaufnahme minimiert wird. Hierzu wird die optimale Betriebsweise theoretisch hergeleitet und als Lösung eines Optimalsteuerungsproblems bestimmt. Es zeigt sich, dass eine zyklische Betriebsweise mit einer gezielten Be- und Entladung des Energiespeichers vorteilhaft ist. Diese optimale Betriebsweise wird angenähert mit einer regelbasierten zyklischen Betriebsweise auf Basis quasistationärer Optimierungen mit dem NGR-Verfahren.

3.1 Betrachteter Kreislauf

Im Rahmen dieses Kapitels wird exemplarisch und ausschließlich das in Abbildung 3.1 dargestellte System untersucht. Der Prozess ist in das p - h -Diagramm in Abbildung 3.2 eingezeichnet. Sämtliche Methoden und Ergebnisse sind direkt übertragbar auf Systeme ohne Flash-Gas-Abscheidung bzw. mit Ejektor gemäß den Abbildungen 1.1 und 2.3.

Eine wesentliche Änderung gegenüber den Systemen aus Kapitel 2 ist die Verwendung eines zusätzlichen Plattenwärmeübertragers, welcher kältemittelseitig zwischen dem Verdichter und dem bisherigen Gaskühler installiert wird. Dieser Wärmeübertrager gibt im Gegenstromverfahren einen Wärmestrom an das den Schichtenspeicher durchströmende Fluid ab. Hierzu wird kaltes Fluid von der tiefstmöglichen Stelle im Speicher entnommen, mit Hilfe einer Pumpe durch den Wärmeübertrager befördert, somit erwärmt und schließlich an der höchstmöglichen Stelle im Speicher eingespeist. Wie bei zahlreichen Anwendungen üblich, ist dieses Fluid im Rahmen dieser Arbeit Wasser.

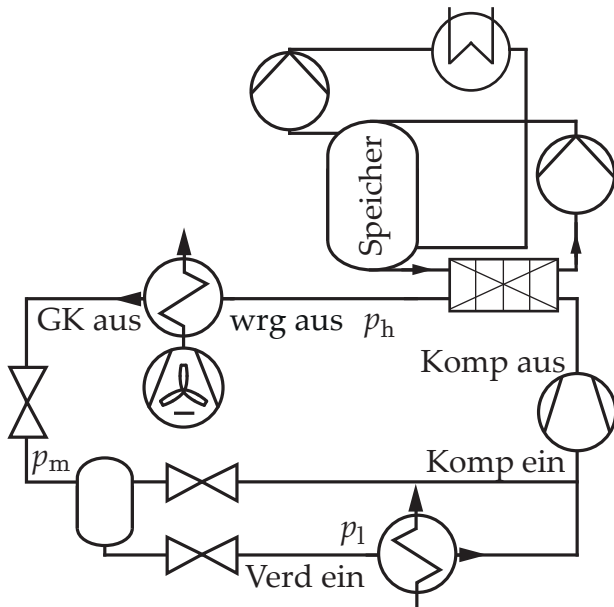
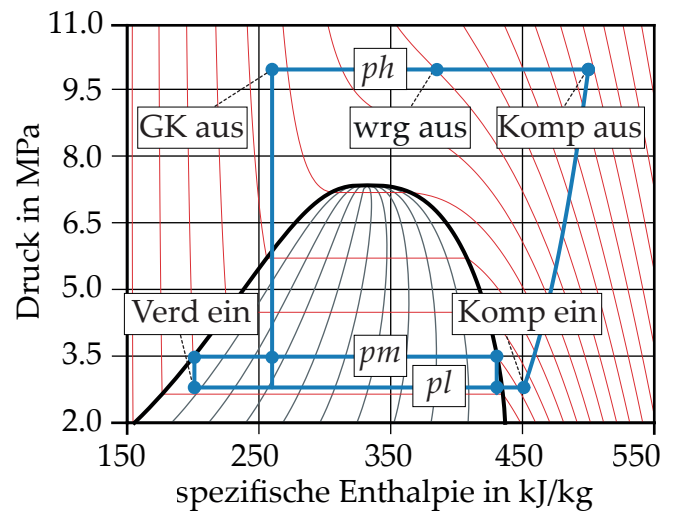


Abbildung 3.1: System mit Schichtenspeicher


Abbildung 3.2: Prozess des Systems mit Schichtenspeicher im p - h -Diagramm

Ein weiterer Kreislauf dient der Entnahme eines Enthalpiestroms aus dem Speicher. Das Wasser wird aus der höchstmöglichen Stelle entnommen und nach der Wärmestromabgabe an der tiefstmöglichen Stelle im Speicher eingespeist.

Die in dieser Arbeit verwendeten Speicher haben vier Wasseranschlüsse. Neben dem Speicher werden zwei zusätzliche Pumpen zum Beladen und zum Abdecken des Heizbedarfs benötigt. Eine Alternative ist die Verwendung von Speichern mit internem Wärmeübertrager, siehe Forstner Speichertechnik GmbH (2019) und DK-Kälteanlagen GmbH (2019). Diese haben jeweils zwei Anschlüsse für das Wasser und das Kältemittel. Da die Speicher direkt von dem Kältemittel durchflossen werden, entfallen der Plattenwärmeübertrager und die Pumpe zur Speicherbeladung.

Der Vorteil von Speichern mit internem Wärmeübertrager ist, dass bei der Beladung nicht die Gefahr einer Durchmischung von Wasserschichten mit unterschiedlichen Temperaturniveaus besteht. Der wesentliche Nachteil ist, dass der wasserseitige Wärmeübergang aufgrund der niedrigen Fließgeschwindigkeiten gering ist. Mit Hilfe von Simulationsstudien wurde festgestellt, dass dieser Nachteil überwiegt und die Anwendbarkeit auf moderate Heizbedarfe beschränkt wird. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit der in Abbildung 3.1 dargestellte Aufbau mit externem Plattenwärmeübertrager und zusätzlicher Pumpe untersucht.

Der aus dem Speicher entnommene Enthalpiestrom dient verschiedenen Anwendungen. Während das Wasser direkt zu Heizzwecken verwendet werden kann, ist ein weiterer Wärmeübertrager für die Aufbereitung von Trinkwasser notwendig. Dieser wird, wie auch die Leistungsaufnahmen der zwei Pumpen, bei den folgenden Untersuchungen nicht berücksichtigt.

3.2 Prinzip der neuartigen zyklischen Betriebsweise

In Kapitel 2 wurde gezeigt, dass der Hochdruck und die Ventilator Drehzahl bei Kältemaschinen in gewissen Grenzen frei wählbar sind. Dies gilt nicht für den Fall einer zusätzlichen Wärmeauskopplung. So wurde im Stand der Wissenschaft anhand von Abbildung 1.5 gezeigt, dass bei Systemen

ohne Energiespeicher der Hochdruck derart zu erhöhen ist, dass der rückgewinnbare Wärmestrom \dot{Q}_{wrg} dem Wärmestrombedarf \dot{Q}_{bedarf} entspricht. Für weitere Erhöhungen kann zusätzlich die Ventilatordrehzahl gesenkt werden. Für Systeme ohne Energiespeicher muss also gelten

$$\dot{Q}_{\text{wrg}}(t) = \dot{Q}_{\text{bedarf}}(t). \quad (3.1)$$

In Lemke (2005) wird gezeigt, dass diese Bedingung bewirken kann, dass bei Heizanwendungen mit hohen Vorlauftemperaturen bereits geringe Wärmestrombedarfe signifikante Erhöhungen des Hochdrucks erfordern. Dies kann erhebliche Anstiege der Leistungsaufnahme bewirken. Die Untersuchungen in diesem Kapitel dienen dazu, solche unvorteilhaften Betriebspunkte mit dem in Abbildung 3.1 dargestellten Aufbau zu vermeiden.

Dass solche Betriebspunkte vermieden werden können, liegt daran, dass der thermische Energiespeicher eine zeitliche Entkopplung der Wärmerückgewinnung von dem Wärmestrombedarf ermöglicht. Anstatt den Wärmestrombedarf zu jedem Zeitpunkt exakt mit dem Kältekreislauf abzudecken, kann der rückgewonnene Wärmestrom den tatsächlichen Wärmestrombedarf zunächst übersteigen und der Beladung des Energiespeichers dienen. Zu einem späteren Zeitpunkt kann das Ausmaß der Wärmerückgewinnung reduziert und der Bedarf teilweise oder vollständig von dem Energiespeicher abgedeckt werden. Die Überlegungen führen dazu, dass bei Systemen mit Energiespeicher die Anforderung von Gleichung 3.1 durch Gleichung 3.2 ersetzt wird.

$$\int_0^{t^*} \dot{Q}_{\text{wrg}}(t) dt \geq \int_0^{t^*} \dot{Q}_{\text{bedarf}}(t) dt \quad (3.2)$$

Die Einhaltung von Gleichung 3.2 ermöglicht mehr Freiheiten bei dem Betrieb als die Einhaltung von Gleichung 3.1. Um diese Freiheiten zur energetischen Optimierung zu nutzen, ist eine entsprechende Regelstrategie erforderlich. Wie bereits bei den Untersuchungen von Kältemaschinen in Kapitel 2, soll die Regelung eine Minimierung des zeitlichen Integrals der Leistungsaufnahme bewirken.

Die Bestimmung einer solchen Regelstrategie kann vereinfacht und mit den Methoden aus Kapitel 2 durchgeführt werden, falls die Minimierung des zeitlichen Integrals äquivalent zu einer quasistationären Minimierung der Leistungsaufnahme zu jedem Zeitpunkt ist. Die Beurteilung ob dies zutrifft, erfolgt anhand der Kriterien aus Abschnitt 2.2.

Für die betrachteten Systeme setzt die Überführung in ein quasistationäres Optimierungsproblem demnach voraus, dass die Zeitkonstanten des Systems sehr viel geringer als die Änderungsraten der relevanten Randbedingungen sind. Falls die Kältebelastung und der Heizbedarf nur geringen Schwankungen unterliegen und der Energiespeicher eine geringe Kapazität aufweist, wird dieses Kriterium zumindest ansatzweise erfüllt.

Zudem kann eine quasistationäre Optimierung nur sachgemäß sein, falls keine Nebenbedingung mit Integralterm vorliegt. Gleichung 3.2 entspricht jedoch einer solchen. Unabhängig hiervon würde vorausgesetzt, dass das System über keine Speichermöglichkeit verfügt oder der Zusammenhang zwischen dem Aufwand und dem Nutzen nicht konvex ist. Wie bereits erwähnt, weisen die betrachteten Systeme einen Energiespeicher auf. Ob der Zusammenhang zwischen dem Aufwand und dem Nutzen konvex ist, wird mit den Abbildungen 3.3 und 3.4 veranschaulicht.

Abbildung 3.3 stellt ein p - h -Diagramm für einen vereinfachten Kältekreislauf ohne Flash-Gas-Abscheidung dar. Eingezeichnet ist der Betrieb mit drei unterschiedlichen Werten für den Hochdruck. Die dazugehörigen Betriebsmodi werden als *Aufheizmodus*, *Referenzmodus* und *Kühlmodus* bezeichnet. In allen Betriebsmodi wird die erforderliche Kälteleistung \dot{Q}_k bereitgestellt.

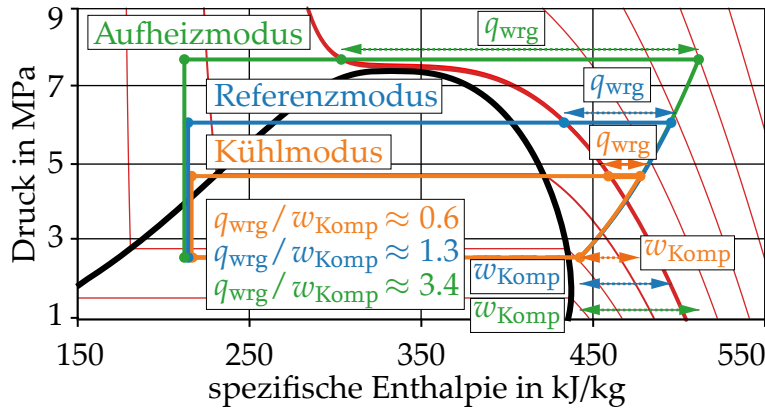


Abbildung 3.3: p - h -Diagramm zur Veranschaulichung des Referenzmodus und einer zyklischen Betriebsweise mit Wechseln zwischen dem Aufheiz- und Kühlmodus

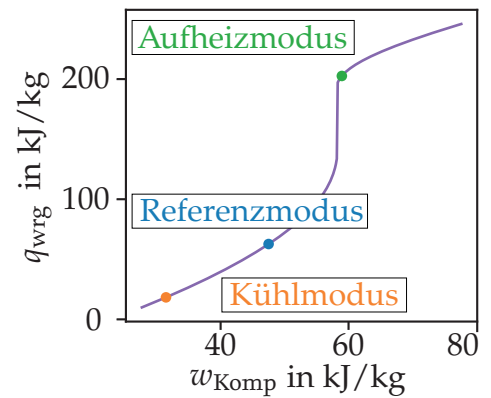


Abbildung 3.4: Abschnittsw. konvexer Zusammenhang zw. spez. Verdichterarbeit w_{Komp} und spez. rückgewinnb. Wärmemenge q_{wrg}

Die spezifische Wärmemenge q_{wrg} , welche zur Abdeckung des Wärmestrombedarfs oder der Beladung des Energiespeichers dient, ist als Strecke eingezeichnet und entspricht dem Nutzen. Sie wird ermittelt als Differenz der spezifischen Enthalpien an den Austritten des Verdichters und des für die Wärmerückgewinnung verwendeten Plattenwärmeübertragers. Hierbei wird angenommen, dass der Kältemittelzustand am Austritt des Plattenwärmeübertragers durch den Hochdruck und eine konstante Temperatur bestimmt wird. Wird diese Temperatur unterschritten, wird das Kältemittel in einem weiteren Wärmeübertrager mit Hilfe von Ventilatoren an der Umgebungsluft abgekühlt. Zusätzlich sind Strecken eingezeichnet, welche die spezifische Verdichterarbeit w_{Komp} , und somit den Aufwand, repräsentieren. Um den Zusammenhang zwischen dem Aufwand und dem Nutzen zu untersuchen, sind beide spezifischen Größen in Abbildung 3.4 übereinander aufgetragen.

Die Abbildungen zeigt, dass, ausgehend von dem Referenzmodus, ein Anstieg des Hochdrucks sowohl eine Erhöhung der spez. Verdichterarbeit als auch eine Erhöhung der spez. rückgewinnbaren Wärmemenge bewirkt. Aufgrund des flachen Isothermenverlaufs steigt die spez. rückgewinnbare Wärmemenge jedoch derart stark an, dass das Verhältnis $q_{\text{wrg}}/w_{\text{Komp}}$ von 1.3 auf 3.4 steigt. Der Vergleich mit Abbildung 2.5 zeigt, dass dieser Zusammenhang zwischen dem Aufwand (spez. Verdichterarbeit) und dem Nutzen (spez. rückgewinnbare Wärmemenge) abschnittsweise konvex ist. Aufgrund dieses Zusammenhangs und der Nebenbedingung mit Integralterm kann ein energieoptimaler Betrieb nicht durch quasistationäre Betriebspunktoptimierungen, sondern durch festgelegte Betriebspunktwechsel, erreicht werden. Dieser Aspekt ist das wesentliche methodische Unterscheidungskriterium zu den Untersuchungen der Kältemaschinen in Kapitel 2.

Zur Bestimmung einer energieoptimalen Betriebsweise für Systeme mit Energiespeicher wird daher untersucht, inwiefern eine abwechselnde Be- und Entladung des Speichers das zeitliche Integral der Leistungsaufnahme minimiert. Die Beladung erfolgt im Aufheiz- und die Entladung im Kühlmodus. Als Vergleich dient der Betrieb eines Systems ohne Speicher im Referenzmodus, bei welchem der rückgewinnbare Wärmestrom exakt dem Wärmestrombedarf entspricht.

In den folgenden Untersuchungen wird von konstanten Randbedingungen, d. h. konstanten Werten für die Umgebungstemperatur, die Kältebelastung und den Wärmestrombedarf, ausgegangen. Für konstante Randbedingungen wird ein energieoptimaler Betrieb erreicht, indem die Speicherbeladung und -entladung ständig auf dieselbe Art und Weise wiederholt wird. Im Zusammenhang mit konstanten Randbedingungen wird die Betriebsweise daher als *zyklisch* bezeichnet.

Die dargelegten Einsparpotentiale können erhöht werden, falls zukünftige Randbedingungen hinreichend genau abschätzbar sind. Beispielsweise kann der Energiespeicher bei hohen Umgebungstemperaturen beladen werden, da der ohnehin hohe Hochdruck für eine Wärmerückgewinnung nur geringfügig erhöht werden muss. Sinken die Umgebungstemperaturen anschließend sehr stark, bietet sich eine Entladung des Speichers an. Die Ausführungen in den folgenden Abschnitten zeigen, dass die dort entwickelte zyklische Betriebsweise einfach adaptierbar ist und auch die gezielte Nutzung von veränderlichen Randbedingungen ermöglicht.

3.3 Betriebspunktwahl und Einsparpotentiale der zyklischen Betriebsweise

Zentral für die zyklische Betriebsweise ist die Gestaltung des Kühl- und Aufheizmodus. Im Folgenden wird theoretisch begründet, dass für den Kühlmodus ein Betrieb mit einem maximalen Kälte-COP und für den Aufheizmodus ein Betrieb mit einem maximalen Wärme-COP bzw. COP der zusätzlichen Wärme sinnvoll ist. Zur Vereinfachung werden die für die Betriebspunktwechsel relevanten Dynamiken innerhalb dieses Abschnitts vernachlässigt. Es wird also davon ausgegangen, dass Betriebspunktwechsel unendlich schnell erfolgen können.

Ausgangspunkt ist der in Abbildung 3.5 für ein Beispielsystem dargestellte Zusammenhang zwischen der Leistungsaufnahme P_{total} auf der Abszisse und dem rückgewinnbaren Wärmestrom des Systems \dot{Q}_{wrg} auf der Ordinate. Beide Größen sind normiert mit der konstanten Kältebelastung \dot{Q}_k . Die Abbildung ist prinzipiell sehr ähnlich zu Abbildung 3.4. Um einen flacheren Verlauf zu erhalten und besser zwischen dem Betrieb mit einem maximalen Wärme-COP bzw. maximalen COP der zusätzlichen Wärme unterscheiden zu können, erfolgt der Austritt aus dem für die Wärmerückgewinnung verwendeten Plattenwärmeübertrager jedoch mit einer höheren Kältemitteltemperatur.

Der violette Anlagenverlauf in Abbildung 3.5 stellt Betriebspunkte (BP) mit demselben Wert für die Kälteleistung dar. Die Betriebspunkte unterscheiden sich insbesondere durch andere Werte für den Hochdruck. Die Bedeutung der farblich markierten Punkte wird in den folgenden Ausführungen deutlich. Eine alternative Darstellung, bei welcher die Werte des COP auf der Ordinate abgebildet sind, ist dargelegt in Abschnitt A.1.

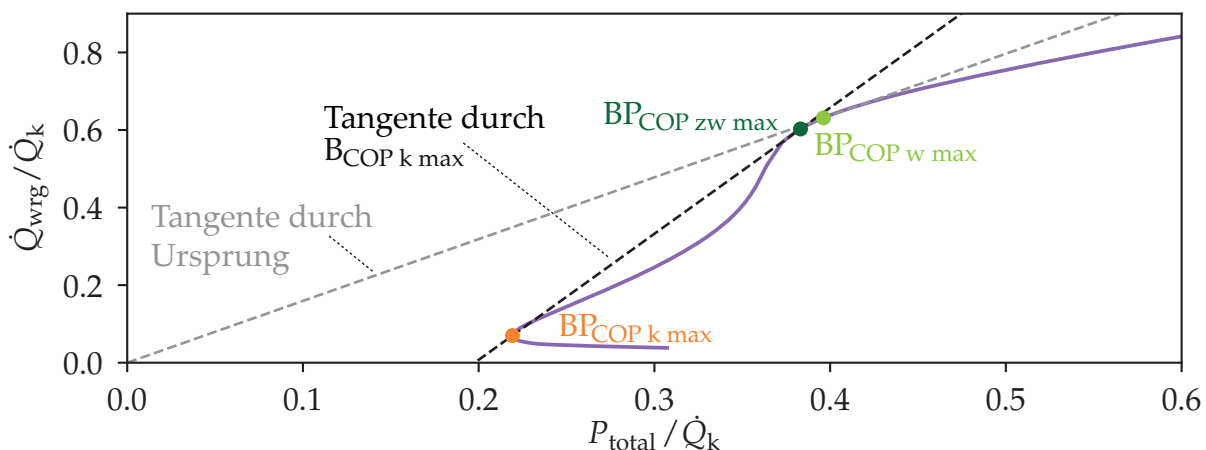


Abbildung 3.5: Beispielhafter Zusammenhang zwischen rückgewinnbarem Wärmestrom \dot{Q}_{wrg} und totaler Leistungsaufnahme P_{total} für Betriebspunkte mit derselben Kältebelastung \dot{Q}_k . Durch zyklische Wechsel zwischen zwei Betriebspunkten resultieren zeitlich gemittelte Punkte auf einer geraden Verbindungsline. Energieeinsparungen sind möglich, wenn die Verbindungsline oberhalb des violetten Anlagenverlaufs liegt.

Durch zyklische Betriebspunktwechsel zwischen zwei Punkten resultieren zeitlich gemittelte Betriebspunkte. Die Achsen von Abbildung 3.5 sind derart gewählt, dass diese gemittelten Betriebspunkte auf einer geraden Verbindungslinie liegen. Je nach zeitlichem Anteil der Verweildauer resultieren gemittelte Betriebspunkte weiter links bzw. weiter rechts auf dieser Linie.

Allgemein sind aus energetischer Sicht Betriebspunkte mit hohen Werten für \dot{Q}_{wrg} und niedrigen Werten für P_{total} erstrebenswert. Daher ist die zyklische Betriebsweise immer dann vorteilhaft, wenn die Verbindungslinie von zwei Betriebspunkten höher ist als der violette Anlagenverlauf. In solchen Fällen ermöglicht der zyklische Betrieb eine erhöhte Wärmerückgewinnung bei einer gleichen Leistungsaufnahme bzw. eine gleiche Wärmerückgewinnung bei einer verringerten Leistungsaufnahme. Ähnliche Überlegungen wurden bereits in Abschnitt 2.2 vorgestellt.

Eine energieoptimale Betriebsweise besteht somit aus zyklischen Wechseln zwischen zwei Betriebspunkten mit einer möglichst hohen Verbindungslinie. In Abbildung 3.5 wird deutlich, dass die Verbindungslinie zwischen dem orangen und einem der zwei grünen Punkte sehr hoch ist. Erneut entspricht der orange Punkt dem Kühlmodus mit niedrigen Werten für die Leistungsaufnahme und den rückgewinnbaren Wärmestrom. Die grünen Punkte entsprechen dem Aufheizmodus mit gestiegenen Leistungsaufnahmen und sehr hohen rückgewinnbaren Wärmeströmen.

Der in Abbildung 3.5 orange dargestellte Betriebspunkt $\text{BP}_{\text{COP k max}}$ für den Kühlmodus ist derjenige Betriebspunkt mit dem geringsten Wert für die Leistungsaufnahme P_{total} . Er stellt somit den Betrieb mit einem maximalen Kälte-COP COP_k dar. In Abschnitt A.2 wird gezeigt, dass dieser keine optimale, jedoch eine sehr gute Wahl für den Kühlmodus darstellt.

Der Betriebspunkt $\text{BP}_{\text{COP w max}}$ ist eine mögliche Wahl für den Aufheizmodus. Er stellt den Betrieb mit einem maximalen Wert für den Wärme-COP COP_w gemäß Gleichung 3.3 dar. Wie in Abbildung 3.5 dargestellt, kann der Punkt $\text{BP}_{\text{COP w max}}$ grafisch mit einer Tangente durch den Koordinatenursprung ermittelt werden.

$$\text{COP}_w = \frac{\dot{Q}_{\text{wrg}}}{P_{\text{total}}} \quad (3.3)$$

Der Betriebspunkt $\text{BP}_{\text{COP zw max}}$ ist eine weitere mögliche Wahl für den Aufheizmodus. Er stellt den Betrieb mit einem maximalen Wert für den COP der zusätzlichen Wärme (Titze u. a., 2013) gemäß Gleichung 3.4 dar. Wie in Abbildung 3.5 dargestellt, kann der Punkt $\text{BP}_{\text{COP zw max}}$ grafisch mit einer Tangente durch den Punkt $\text{BP}_{\text{COP k max}}$ ermittelt werden.

$$\text{COP}_{\text{zw}} = \frac{\dot{Q}_{\text{wrg}}(\text{BP}_{\text{aktuell}}) - \dot{Q}_{\text{wrg}}(\text{BP}_{\text{COP k max}})}{P_{\text{total}}(\text{BP}_{\text{aktuell}}) - P_{\text{total}}(\text{BP}_{\text{COP k max}})} \quad (3.4)$$

In Abbildung 3.6 sind die Verbindungslinien der Betriebspunkte $\text{BP}_{\text{COP w max}}$ bzw. $\text{BP}_{\text{COP zw max}}$ des Aufheizmodus mit dem Betriebspunkt $\text{BP}_{\text{COP k max}}$ des Kühlmodus eingezeichnet. Zu erkennen ist, dass der Betriebspunkt $\text{BP}_{\text{COP zw max}}$ eine minimal höhere Verbindungslinie ermöglicht als der Betriebspunkt $\text{BP}_{\text{COP w max}}$. Dies wird in Abschnitt A.2 vertiefend behandelt indem gezeigt wird, dass der Punkt $\text{BP}_{\text{COP zw max}}$ die energieoptimale Wahl für den Aufheizmodus darstellt, falls der Kühlmodus in dem Punkt $\text{BP}_{\text{COP k max}}$ erfolgt. Falls möglich, sollte der Aufheizmodus somit stets in dem Betriebspunkt $\text{BP}_{\text{COP zw max}}$ mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme erfolgen.

Die gegenüber einer Anlage ohne Energiespeicher erreichbaren energetischen Einsparungen können in Abbildung 3.6 auf der Abszisse als Differenz zwischen den Verbindungslinien und dem violetten Anlagenverlauf abgelesen werden. Bei dem gegebenen Beispiel sind, je nach erforderlichem Wärmestrombedarf, Einsparungen von bis zu 10 % möglich.

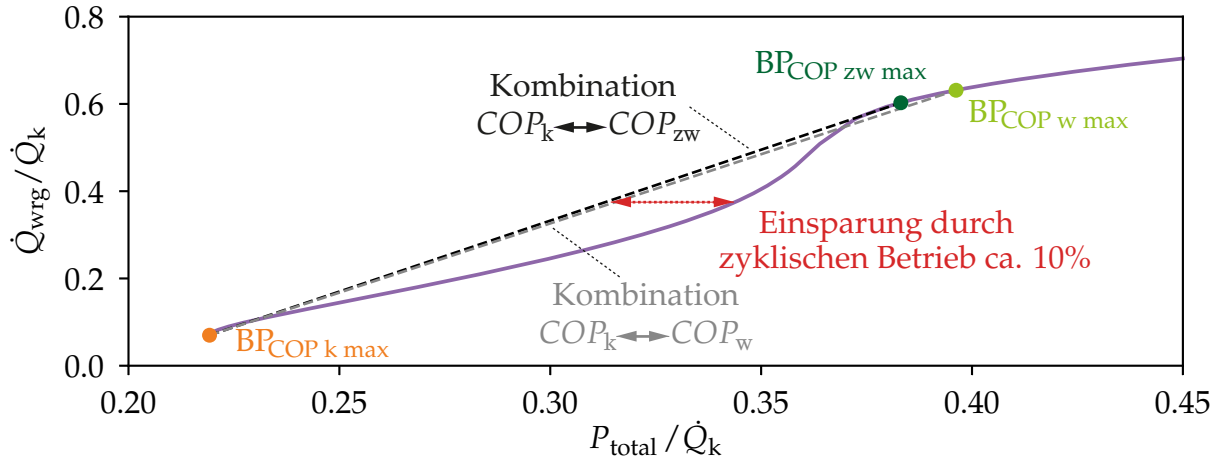


Abbildung 3.6: Der Betriebspunkt $BP_{COP\ k\ max}$ mit dem maximalen Kälte-COP ist eine sinnvolle Wahl für den Kühlmodus. Der Punkt $BP_{COP\ zw\ max}$ mit dem maximalen COP der zusätzlichen Wärme ist die bestmögliche und geringfügig bessere Wahl für den Aufheizmodus als der Punkt $BP_{COP\ w\ max}$ mit dem maximalen Wärme-COP. Die Einsparungen gegenüber einem Betrieb ohne Energiespeicher können als Abstand auf der Abszisse abgelesen werden und betragen für das Beispiel bis zu 10 %.

Wird $BP_{COP\ zw\ max}$ für den Aufheizmodus und $BP_{COP\ k\ max}$ für den Kühlmodus gewählt, kann der zeitlich gemittelte Betriebspunkt dauerhaft Wärmestrombedarfe innerhalb des folgenden Intervalls abdecken.

$$\dot{Q}_{bedarf} \in [\dot{Q}_{wrg}(BP_{COP\ k\ max}), \dot{Q}_{wrg}(BP_{COP\ zw\ max})] \quad (3.5)$$

In dem Punkt $BP_{COP\ w\ max}$ ist der rückgewinnbare Wärmestrom geringfügig höher als im Punkt $BP_{COP\ zw\ max}$. Wird $BP_{COP\ w\ max}$ für den Aufheizmodus und $BP_{COP\ k\ max}$ für den Kühlmodus gewählt, kann der zeitlich gemittelte Betriebspunkt dauerhaft Wärmestrombedarfe innerhalb des folgenden Intervalls abdecken.

$$\dot{Q}_{bedarf} \in [\dot{Q}_{wrg}(BP_{COP\ k\ max}), \dot{Q}_{wrg}(BP_{COP\ w\ max})] \quad (3.6)$$

Höhere Wärmestrombedarfe können, in Abhängigkeit der Wärmekapazität und der Beladung des Speichers, für einige Stunden abgedeckt werden. Für längere Zeiträume ist eine weitere Hochdruckerhöhung notwendig. Da der in Abbildung 3.5 dargestellte Zusammenhang zwischen der Leistungsaufnahme (Aufwand) und dem rückgewinnbaren Wärmestrom (Nutzen) rechts von dem Punkt $BP_{COP\ w\ max}$ – der Tangente mit dem Ursprung – jedoch stark abflacht und konkav ist, siehe hierzu Abbildung 2.5, sind Betriebspunktwechsel in solchen Fällen zu vermeiden.

Abschätzungen der Einsparpotentiale erfolgen in den Abbildungen 3.7 bis 3.9. Unterschieden wird bezüglich des Verhältnisses $\dot{Q}_{bedarf}/\dot{Q}_k$ und ob der Aufheizmodus in $BP_{COP\ w\ max}$ oder in $BP_{COP\ zw\ max}$ erfolgt. Für sehr geringe Verhältnisse von $\dot{Q}_{bedarf}/\dot{Q}_k$ sind keine Einsparungen möglich, da der Wärmestrombedarf bereits im Kühlmodus abgedeckt wird. Der Energiespeicher wird somit nicht genutzt. Für sehr hohe Verhältnisse sind keine Einsparungen möglich, da die Anlage ausschließlich im Aufheizmodus betrieben wird und kein Wechsel in den Kühlmodus möglich ist.

Die Einsparpotentiale werden zudem von der Umgebungstemperatur (Abszisse) und der Rücklauf-temperatur des Wassers in den Plattenwärmeübertrager (Ordinate) beeinflusst. Die Umgebungstemperatur legt fest, wie stark der Hochdruck, und somit die Leistungsaufnahme des Verdichters, im Kühlmodus abgesenkt werden kann. Nur bei niedrigen Umgebungstemperaturen wird die Anlage im Kühlmodus mit niedrigen Werten für den Hochdruck und die Leistungsaufnahme betrieben. Die

Rücklauftemperatur beeinflusst die Höhe des rückgewinnbaren Wärmestroms im Aufheizmodus. Dies wird deutlich an den rot dargestellten Verläufen der Isothermen in Abbildung 3.3.

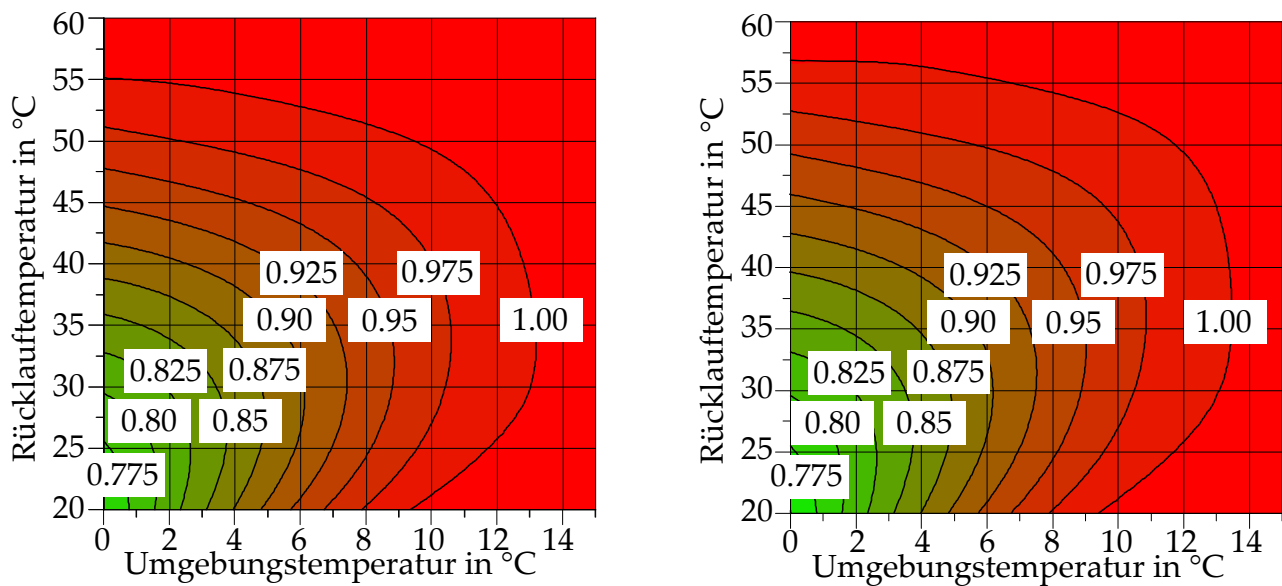


Abbildung 3.7: Verhältnis der durchschnittlichen Leistungsaufnahmen $P_{\text{total zykl}} / P_{\text{total ref}}$ mit bzw. ohne zyklischen Betrieb, falls das Verhältnis des Wärmestrombedarfs zu der Kälteleistung $\dot{Q}_{\text{bedarf}} / \dot{Q}_k = 0.3$. Der Aufheizmodus erfolgt in $\text{BP}_{\text{COP w max}}$ mit einem maximalen Wärme-COP (links) oder in $\text{BP}_{\text{COP zw max}}$ mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme (rechts).

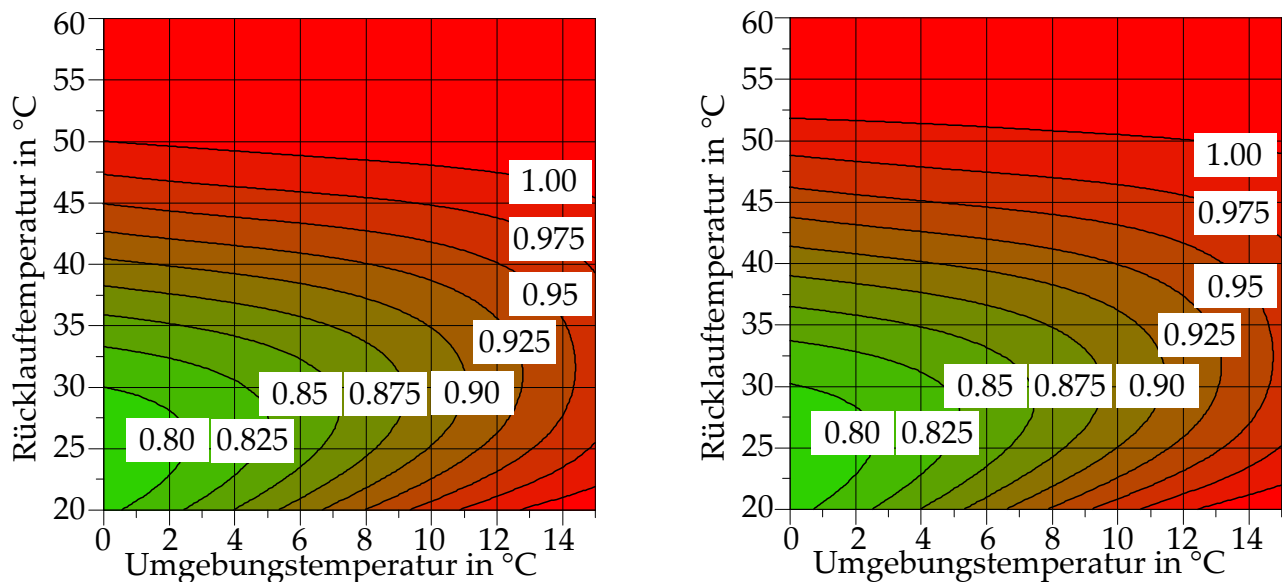


Abbildung 3.8: Verhältnis der durchschnittlichen Leistungsaufnahmen $P_{\text{total zykl}} / P_{\text{total ref}}$ mit bzw. ohne zyklischen Betrieb, falls das Verhältnis des Wärmestrombedarfs zu der Kälteleistung $\dot{Q}_{\text{bedarf}} / \dot{Q}_k = 0.5$. Der Aufheizmodus erfolgt in $\text{BP}_{\text{COP w max}}$ mit einem maximalen Wärme-COP (links) oder in $\text{BP}_{\text{COP zw max}}$ mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme (rechts).

Die Abbildungen zeigen, dass hohe Einsparungen von über 20 % bei niedrigen Umgebungs- und Rücklauftemperaturen möglich sind. Die Einsparpotentiale sind grundsätzlich geringfügig höher, wenn der Aufheizmodus anstatt mit einem maximalen Wärme-COP (linke Seite) mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme (rechte Seite) erfolgt. Die Einsparpotentiale sinken zudem bei

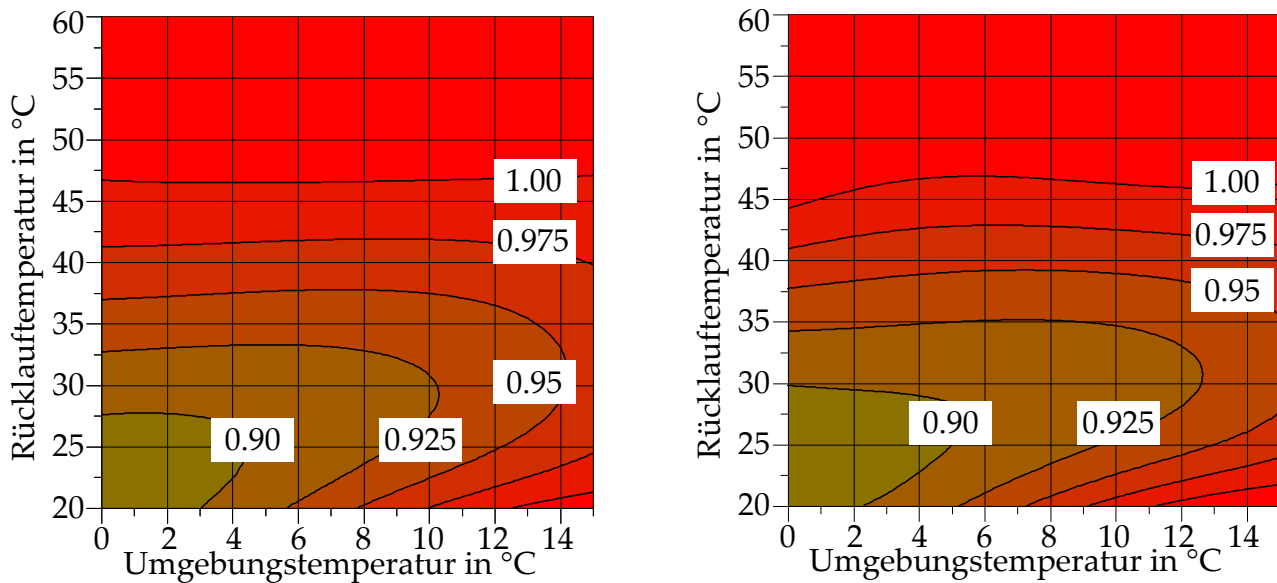


Abbildung 3.9: Verhältnis der durchschnittlichen Leistungsaufnahmen $P_{\text{total zykl}}/P_{\text{total ref}}$ mit bzw. ohne zyklischen Betrieb, falls das Verhältnis des Wärmestrombedarfs zu der Kälteleistung $\dot{Q}_{\text{bedarf}}/\dot{Q}_{\text{k}} = 0.7$. Der Aufheizmodus erfolgt in $\text{BP}_{\text{COP w max}}$ mit einem maximalen Wärme-COP (links) oder in $\text{BP}_{\text{COP zw max}}$ mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme (rechts).

vergleichsweise hohen Wärmestrombedarfen mit Verhältnissen von $\dot{Q}_{\text{bedarf}}/\dot{Q}_{\text{k}} = 0.7$. Sämtliche Daten basieren auf dem bereits in Kapitel 2 verwendeten Simulationsmodell und einem Niederdruck von 2.8 MPa. Die Abschätzungen stellen insofern obere Grenzen für die möglichen Einsparungen dar, da, wie zu Beginn des Abschnitts erwähnt, die Dynamiken der Anlage vernachlässigt sind, und somit sprunghafte Betriebspunktwechsel als möglich erachtet werden.

3.4 Regelstruktur für zyklischen Betrieb mit NGR

In diesem Abschnitt wird eine regelbasierte zyklische Betriebsweise auf Basis des NGR-Verfahrens entwickelt. Ausgangsbasis sind die Untersuchungen aus den Abschnitten 3.2 und 3.3. Dort wurde beschrieben, dass ein energieoptimaler Betrieb aufgrund des Energiespeichers prinzipiell nicht mit quasistationären Optimierungen zu bestimmen ist. Für den Fall konstanter Randbedingungen und unter Vernachlässigung des dynamischen Systemverhaltens wurde gezeigt, dass ein energieoptimaler Betrieb sprunghafte Betriebspunktwechsel erfordert. Die Speicherbeladung erfolgt im Aufheizmodus mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme. Die Entladung erfolgt im Kühlmodus mit einem maximalen Kälte-COP.

Diese Erkenntnisse dienen der Entwicklung einer *Betriebslogik*, welche einen regelbasierten zyklischen Betrieb für reale Anlage ermöglicht. Hierzu notwendig ist eine *Pumpenansteuerung*. Das Zusammenspiel der Betriebslogik und der Pumpenansteuerung ist dargestellt in Abbildung 3.10.

Pumpenansteuerung

Die Pumpenansteuerung beeinflusst die Wärmestromabgabe des Wassers zur Abdeckung des Wärmestrombedarfs \dot{Q}_{bedarf} und die Wärmestromaufnahme des Wassers von dem Kältemittel \dot{Q}_{wrg} .

Die Wärmestromabgabe muss zu jedem Zeitpunkt dem Wärmestrombedarf entsprechen. Dies wird durch Anpassungen der Pumpendrehzahl n_{bedarf} gewährleistet. Die Pumpendrehzahl bestimmt

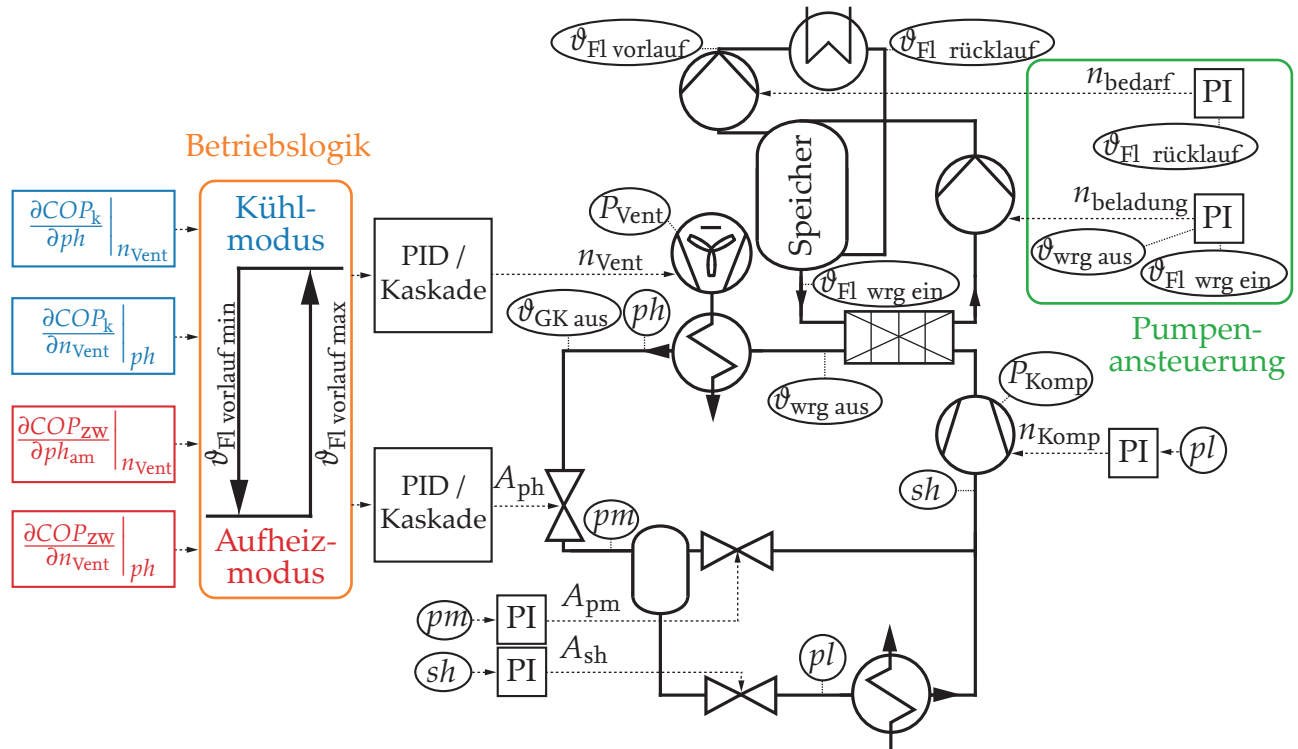


Abbildung 3.10: Regelstruktur für regelbasierten zyklischen Betrieb mit NGR. Die Betriebslogik wechselt in Abhängigkeit der Wassertemperatur $\vartheta_{Fl\ vorlauf}$ zwischen dem Aufheiz- und Kühlmodus. Die Pumpenansteuerung beeinflusst die Be- und Entladung des Schichtenspeichers.

den Volumenstrom des aus dem Speicher geförderten Wassers. Die Entnahme erfolgt aus einer oberen Schicht des Speichers. Die Drehzahl wird derart angepasst, dass die Rücklaufftemperatur $\vartheta_{Fl\ rücklauf}$ den in Abhängigkeit der Heizanwendung zulässigen Mindestwert aufweist. Für den Fall einer Fußbodenheizung beträgt dieser beispielsweise 25 °C.

Die Wärmestromaufnahme des Wassers und die Beladung des Speichers werden durch Anpassungen der Pumpendrehzahl $n_{beladung}$ sichergestellt. Diese Pumpendrehzahl legt den Volumenstrom des abgekühlten Wassers fest, welches dem Plattenwärmeübertrager zugeführt wird. Die Entnahme erfolgt aus einer unteren Stelle des Speichers. Die Regelung erfolgt derart, dass die Temperatur $\vartheta_{wrg\ aus}$ des aus dem Wärmeübertrager austretenden Kältemittels eine festgelegte Differenz zu der Temperatur $\vartheta_{Fl\ wrg\ ein}$ des in den Wärmeübertrager eintretenden Wassers hat.

Die Wahl des Sollwerts für diese Temperaturdifferenz ist nicht trivial. Allgemein führen hohe Sollwerte zu niedrigen Werten der Pumpendrehzahl $n_{beladung}$. Ist die Drehzahl zu gering, wird dem Kältemittel aufgrund eines zu geringen Kapazitätsstroms des Wassers ein zu geringer Wärmestrom entzogen. Niedrige Sollwerte der Temperaturdifferenz bewirken hohe Pumpendrehzahlen. Diese steigern zwar den Kapazitätsstrom des Wassers, bewirken jedoch eine Durchmischung der Schichten im Speicher. Ist diese Durchmischung zu groß, steigt die Temperatur $\vartheta_{Fl\ wrg\ ein}$ des in den Wärmeübertrager eintretenden Wassers. Aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager wird dem Kältemittel erneut ein zu geringer Wärmestrom entzogen.

Simulationsstudien haben gezeigt, dass ein Sollwert von 5 K für die Temperaturdifferenz zwischen dem austretenden Kältemittel und dem eintretenden Wasser einen guten Kompromiss darstellt. Um Schichtdurchmischungen zu verringern, ist der Sollwert bei großen Differenzen zwischen der Vorlauftemperatur $\vartheta_{Fl\ vorlauf}$ und der Rücklaufftemperatur $\vartheta_{Fl\ rücklauf}$ des Wassers anzuheben.

Weitere energetische Verbesserungen sind möglich, indem die Pumpendrehzahl nicht zur Regelung auf eine feste Temperaturdifferenz verwendet wird. Stattdessen sollte die Drehzahl derart angepasst werden, dass eine möglichst starke Abkühlung des austretenden Kältemittels erfolgt. Da sowohl zu hohe als auch zu niedrige Pumpendrehzahlen nachteilig sind und somit erneut ein konvexes Optimierungsproblem vorliegt, bietet sich abermals die Verwendung des NGR-Verfahrens an. Solch ein Regler wird im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht implementiert.

Betriebslogik

Die Betriebslogik vereinfacht das mathematische Problem der Minimierung des zeitlichen Integrals der Leistungsaufnahme zu einer quasistationären Optimierung von COPs. Wie bereits in Kapitel 2, erfolgt die quasistationäre Optimierung mit dem NGR-Verfahren.

Die Betriebslogik basiert auf einer Hysterese-Umschaltung, welche in Abhängigkeit von oberen und unteren Grenzwerten (Umschaltpunkten) der Fluidtemperatur $\vartheta_{\text{Fl vorlauf}}$ zwischen dem Kühl- und Aufheizmodus wechselt. Ist die Temperatur ausreichend hoch, ist der Speicher beladen, sodass ein Wechsel in den Kühlmodus erfolgt. In diesem wird die Anlage mit dem maximalen Kälte-COP betrieben. Die Regelung erfolgt mit dem NGR-Verfahren wie beschrieben in Kapitel 2. Ist die Temperatur $\vartheta_{\text{Fl vorlauf}}$ stark gesunken, ist der Speicher entladen, sodass ein Wechsel in den Aufheizmodus erfolgt. Die Regelung erfolgt weiterhin auf Basis des NGR-Verfahrens. Anstatt der partiellen Ableitung des Kälte-COP nach dem Hochdruck erhält der entsprechende Regler jedoch die partielle Ableitung des COP der zusätzlichen Wärme nach dem Hochdruck. In Abschnitt 3.6 wird gezeigt, dass ein solches Umschalten für die Ventilator Drehzahl nicht notwendig ist. Wie in Abbildung 3.10 ersichtlich, wird die Ventilator Drehzahl daher sowohl im Kühl- als auch im Aufheizmodus auf Basis der partiellen Ableitung des Kälte-COP geregelt.

Die Auslegung der Betriebslogik erfordert die Bestimmung der Umschaltpunkte $\vartheta_{\text{Fl vorlauf min}}$ und $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$. Aus energetischer Sicht ist der untere Grenzwert möglichst tief zu wählen. Je tiefer dieser ist, desto später erfolgt der Wechsel in den Aufheizmodus. Im zeitlichen Mittel sind die Schichttemperaturen im Speicher und die Temperatur des in den Plattenwärmeübertrager eintretenden Wassers $\vartheta_{\text{Fl wrg ein}}$ somit niedriger. Aufgrund der erhöhten Temperaturdifferenz führt dies zu höheren rückgewinnbaren Wärmeströmen. Aus Anwendungssicht ist ein Umschalten in den Aufheizmodus erforderlich, sobald eine untere Grenze $\vartheta_{\text{Fl vorlauf min}}^*$ erreicht wird. Im Fall einer Fußbodenheizung sind dies Werte von ca. 35 °C. Da die Speichertemperatur bei dem Wechsel in den Aufheizmodus nicht unmittelbar steigt, kann ein Aufschlag ϵ berücksichtigt werden.

$$\vartheta_{\text{vorlauf min}} = \vartheta_{\text{vorlauf min}}^* + \epsilon \quad (3.7)$$

Bei der Bestimmung des oberen Grenzwerts $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ sind ausschließlich energetische Überlegungen relevant. Wird $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ zu tief und zu nah an $\vartheta_{\text{vorlauf min}}$ gewählt, erfolgen die Umschaltvorgänge sehr häufig. Dies ist energetisch nicht effizient, da weder der Aufheiz- noch der Abkühlmodus erreicht wird und die Anlage in unvorteilhaften Übergangsbereichen operiert. Wird $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ zu hoch gewählt, steigen sämtliche Schichttemperaturen im Speicher. Aufgrund der erhöhten Wassertemperatur $\vartheta_{\text{Fl wrg ein}}$ sinkt der rückgewinnbare Wärmestrom.

Die Überlegungen zeigen, dass die Auslegung der Regelstruktur von Abbildung 3.10 einzig auf die Bestimmung von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ zurückzuführen ist. Optimale Werte sind abhängig von dem Kältekreislauf, der Umgebungstemperatur und der Anwendung.

$$\vartheta_{\text{vorlauf max}} = \vartheta_{\text{vorlauf max}}(\text{Kältekreislauf}, \vartheta_{\text{umg}}, \text{Anwendung}) \quad (3.8)$$

Um eine gute Wahl zu ermöglichen, werden in Abschnitt 3.6 energieoptimale Werte von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ als Lösungen von Optimalsteuerungsproblemen für ein vereinfachtes Kältekreislaufmodell bestimmt. In Abschnitt 3.7 erfolgen Sensitivitätsanalysen mit einem detaillierten Modell.

3.5 Partielle Ableitung des COP der zusätzlichen Wärme für Kreisläufe mit Expansionsventil

In Kapitel 2 wurde der für den Kühlmodus relevante Betrieb mit einem maximalen Kälte-COP beschrieben. In diesem Abschnitt wird der Betrieb im Aufheizmodus mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme behandelt. Entgegen von Kapitel 2 wird nur die partielle Ableitung nach dem Hochdruck untersucht. Auf die Bestimmung der partiellen Ableitung nach der Ventilator-drehzahl wird verzichtet, da die Ventilator-drehzahl im Aufheizmodus bereits aufgrund des steigenden Hochdrucks stark abgesenkt wird. Da somit auch die Ventilatorleistung im Aufheizmodus sehr gering ist, wird sie bei den folgenden Herleitungen vernachlässigt.

Der COP der zusätzlichen Wärme erfordert Kenntnisse über den Betrieb im Aufheiz- und im Kühlmodus, siehe Gleichung 3.4. Analog zu dem Vorgehen in Kapitel 2 können die relevanten Größen des Aufheizmodus direkt aus den aktuellen Messgrößen gewonnen werden. Somit wird eine Anpassung des Verfahrens an die konkrete Anlage und die Randbedingungen sichergestellt. Problematisch ist, dass während des Betriebs im Aufheizmodus keine Messgrößen über den Betrieb im Kühlmodus vorliegen. Eine wesentliche Herausforderung ist somit die hinreichend genaue Abschätzung des Systemverhaltens im Kühlmodus während die Anlage im Aufheizmodus betrieben wird. Zur Unterscheidung der geschätzten Größen des Kühlmodus von den gemessenen bzw. berechneten Größen des Aufheizmodus werden die Indizes km für den Kühl- und am für den Aufheizmodus eingeführt. Da die weiteren Regelkreise die Werte von $h_{\text{Komp ein}}$ und pl konstant halten, siehe Abbildung 3.10, kann die Unterscheidung für diese Größen entfallen. Mit der neuen Notation folgt

$$COP_{\text{zw}} = \frac{\dot{m}_{\text{am}} \cdot (h_{\text{Komp aus am}} - h_{\text{wrg aus am}}) - \dot{m}_{\text{km}} \cdot (h_{\text{Komp aus km}} - h_{\text{wrg aus km}})}{\dot{m}_{\text{am}} \cdot (h_{\text{Komp aus am}} - h_{\text{Komp ein}}) - \dot{m}_{\text{km}} \cdot (h_{\text{Komp aus km}} - h_{\text{Komp ein}})}. \quad (3.9)$$

Der Massenstrom weist im Aufheiz- und Kühlmodus näherungsweise denselben Wert auf.

$$\dot{m}_{\text{am}} = \frac{\dot{Q}_{\text{k}}}{h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus am}}} \approx \dot{m}_{\text{km}} = \frac{\dot{Q}_{\text{k}}}{h_{\text{Komp ein}} - h_{\text{GK aus km}}} \quad (3.10)$$

Die Gründe hierfür sind, dass sowohl die Kältelast als auch, aufgrund der weiteren Regelkreise, der Eintrittszustand in den Verdichter unabhängig von dem Betriebsmodus sind. Zusätzlich werden im Aufheiz- und Kühlmodus ähnliche Gaskühleraustrittstemperaturen erreicht.

$$\vartheta_{\text{GK aus km}} \approx \vartheta_{\text{GK aus am}} \quad (3.11)$$

Dass ähnliche Austrittstemperaturen mit ähnlichen spezifischen Enthalpien einhergehen, wird veranschaulicht in Abbildung 3.3. Ein Betrieb mit Wärmerückgewinnung wird bevorzugt bei niedrigen Umgebungstemperaturen durchgeführt. Niedrige Umgebungstemperaturen sind gleichbedeutend mit niedrigen Gaskühleraustrittstemperaturen. Die dazugehörigen Isothermen im p - h -Diagramm sind annähernd senkrecht und somit annähernd isenthalp. Es gilt also

$$h_{\text{GK aus km}} \approx h_{\text{GK aus am}}. \quad (3.12)$$

Somit kann Gleichung 3.9 vereinfacht werden zu

$$COP_{zw} \approx \frac{(h_{\text{Komp aus am}} - h_{\text{wrg aus am}}) - (h_{\text{Komp aus km}} - h_{\text{wrg aus km}})}{(h_{\text{Komp aus am}} - h_{\text{Komp ein}}) - (h_{\text{Komp aus km}} - h_{\text{Komp ein}})}. \quad (3.13)$$

Das Ziel ist die Bestimmung der Ableitung dieser Gleichung nach dem Hochdruck im Aufheizmodus. Es ist intuitiv, dass sämtliche geschätzten Variablen für den Kühlmodus hiervon unabhängig sind.

$$\left. \frac{\partial h_{\text{Komp aus km}}}{\partial p h_{\text{am}}} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \left. \frac{\partial h_{\text{wrg aus km}}}{\partial p h_{\text{am}}} \right|_{n_{\text{Vent}}} = 0 \quad (3.14)$$

Die Ableitung der spezifischen Enthalpie am Verdichteraustritt entspricht Gleichung 2.33.

$$\left. \frac{\partial h_{\text{Komp aus am}}}{\partial p h_{\text{am}}} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \frac{h_{\text{Komp aus am}} - h_{\text{Komp ein}}}{p h_{\text{am}} - p l} \quad (3.15)$$

Die Kältemittelaustrittstemperatur aus dem für die Rückgewinnung verantwortlichen Plattenwärmeübertrager wird sowohl im Kühl- als auch im Aufheizmodus auf eine feste Differenz zur Temperatur der untersten Schicht im Speicher geregelt, siehe Abbildung 3.10. Somit ist sie druckunabhängig.

$$\vartheta_{\text{wrg aus km}} = \vartheta_{\text{wrg aus am}} \quad (3.16)$$

Die spezifische Enthalpie folgt den Isothermenverläufen.

$$\left. \frac{\partial h_{\text{wrg aus}}}{\partial p h_{\text{am}}} \right|_{n_{\text{Vent}}} = \frac{1 - T_{\text{wrg aus am}} \beta_{\text{wrg aus am}}}{\rho_{\text{wrg aus am}}} \quad (3.17)$$

Weiterhin unbekannt sind $h_{\text{wrg aus km}}$ und $h_{\text{Komp aus km}}$. Die Temperatur $\vartheta_{\text{wrg aus km}} = \vartheta_{\text{wrg aus am}}$ wird gemessen. Zur Bestimmung von $h_{\text{wrg aus km}}$ sind Schätzungen des Hochdrucks im Kühlmodus $p h_{\text{km}}$ notwendig.

$$h_{\text{wrg aus km}} = h(p h_{\text{km}}, \vartheta_{\text{wrg aus km}}) \quad (3.18)$$

Auch $h_{\text{Komp aus km}}$ basiert auf einer Schätzung des Drucks $p h_{\text{km}}$. Es wird angenommen, dass die Ein- und Austritte aus dem Verdichter im Kühl- und Aufheizmodus im p - h -Diagramm auf einer Strecke mit derselben Steigung liegen. Die Niederdrücke im Kühl- und Aufheizmodus sind gleich. Für die fehlende spezifische Enthalpie gilt daher

$$h_{\text{Komp aus km}} \approx h_{\text{Komp ein}} + \frac{h_{\text{Komp aus am}} - h_{\text{Komp ein}}}{p h_{\text{am}} - p l} (p h_{\text{km}} - p l). \quad (3.19)$$

Sowohl die Schätzungen von $h_{\text{wrg aus km}}$ als auch von $h_{\text{Komp aus km}}$ basieren somit auf dem Hochdruck im Kühlmodus $p h_{\text{km}}$. Dieser kann abgeschätzt werden unter Annahme einer typischen Unterkühlung sc . Hierzu wird erneut ausgenutzt, dass die spezifischen Enthalpien am Gaskühleraustritt im Kühl- und Aufheizmodus annähernd denselben Wert aufweisen, siehe Gleichung 3.12. ϑ_s ist die Sättigungstemperatur.

$$h_{\text{GK aus km}} = h(p h_{\text{km}}, \vartheta_s(p h_{\text{km}}) - sc) \approx h_{\text{GK aus am}} \quad (3.20)$$

Eine explizite Berechnungsvorschrift wird erlangt, indem zusätzlich eine Temperaturdifferenz zur Umgebung $\Delta \vartheta_{\text{GK}}$ abgeschätzt wird. Typische Werte für die Summe aus der Unterkühlung und der Temperaturdifferenz sind 4 K bis 10 K, siehe Tabelle 2.6. p_s ist der Sättigungsdruck.

$$p h_{\text{km}} = p_s (\vartheta_{\text{umg}} + sc + \Delta \vartheta_{\text{GK}}) \quad (3.21)$$

Schließlich folgt für die gesuchte partielle Ableitung des COP der zusätzlichen Wärme

$$\left. \frac{\partial COP_{zw}}{\partial p_{ham}} \right|_{n_{vent}} \approx \frac{p_{ham} - p_l}{(h_{Komp \text{ aus am}} - h_{Komp \text{ ein}}) [p_{ham} - p_s(\vartheta_{umg} + sc + \Delta\vartheta_{GK})]} \left[\frac{h_{wrg \text{ aus am}} - h[p_s(\vartheta_{umg} + sc + \Delta\vartheta_{GK}), \vartheta_{wrg \text{ aus am}}]}{p_{ham} - p_s(\vartheta_{umg} + sc + \Delta\vartheta_{GK})} + \frac{T_{wrg \text{ aus am}} \beta_{wrg \text{ aus am}} - 1}{\rho_{wrg \text{ aus am}}} \right]. \quad (3.22)$$

Der erste Faktor ist stets größer als null, sodass dieser nicht betrachtet werden muss.

3.6 Simulativer Vergleich von NGR und Optimalsteuerung

In diesem Abschnitt wird der energieoptimale Betrieb mit Wärmeauskopplung für ein vereinfachtes Modell eines CO₂-Kompressionskältekreislaufs als Lösung eines Optimalsteuerungsproblems bestimmt. Das Vorgehen basiert auf den Untersuchungen von Nöding u. a. (2016). Die Lösungen gewähren Einsichten für die vorteilhafte Wahl von $\vartheta_{Fl \text{ vorlauf max}}$. Diese Größe entspricht der Vorlauftemperatur des Wassers, bei welcher ein Wechsel von dem Aufheiz- in den Kühlmodus erfolgt. Sie ist die einzige verbleibende Unbekannte bei der Auslegung des regelbasierten zyklischen Betriebs auf Basis des NGR-Verfahrens mit der Regelstruktur von Abbildung 3.10.

Vereinfachtes dynamisches Kreislaufmodell

Effiziente mathematische Methoden zur Lösung von Optimalsteuerungsproblemen erfordern Modelleigenschaften wie eine mehrfache stetige Differenzierbarkeit. Um diese Anforderungen zu erfüllen, wird ein vereinfachtes dynamisches Simulationsmodell entwickelt. Die thermophysikalischen Stoffdaten werden, ähnlich wie in Gräber (2014), auf Basis der TILMedia-Bibliothek (Schulze, 2014) mit bikubischen Splines abgebildet. Die Komponentenmodelle sind Modifikationen der in Fidorra u. a. (2014) beschriebenen Modelle, welche am Institut für Thermodynamik im Rahmen einer weiteren Dissertation ausgearbeitet werden.

Der Speicher wird mit nur einem differentiellen Zustand abgebildet und weist daher eine einheitliche Temperatur auf. Die Wärmeauskopplung erfolgt direkt aus dem Speicher – der in Abbildung 3.10 dargestellte Plattenwärmeübertrager mit den zwei Pumpen wird nicht abgebildet. Der Gaskühler wird mit dem in Abschnitt 2.4 vorgestellten Ansatz modelliert. Die Ventilatoren besitzen einen Wirkungsgrad von 35 %. Die Verdampfungstemperatur beträgt -10°C , die Überhitzung vor dem Eintritt in den Verdichter 5 K und der isentrope Verdichterwirkungsgrad 70 %.

Das Modell hat mit der Temperatur bzw. spezifischen Enthalpie im Speicher zunächst nur einen differentiellen Zustand. Die Messdaten eines Supermarkts in Abschnitt A.3 zeigen jedoch, dass der Einfluss des Ventils auf den Hochdruck mit einem Verzögerungselement erster Ordnung, und der Einfluss der Ventilatordrehzahl auf die Kältemitteltemperatur mit einem Verzögerungselement zweiter Ordnung, anzunähern ist.

Das vereinfachte dynamische Kreislaufmodell wird um entsprechende Elemente ergänzt. Der Einfluss des ersten Systemeingangs auf den Hochdruck wird somit durch ein Verzögerungselement erster Ordnung, und der Einfluss des zweiten Systemeingangs auf die Kältemitteltemperatur am Gaskühlerausstritt mit einem Verzögerungselement zweiter Ordnung, beschrieben. Das Modell weist somit vier differentielle Zustände und ein näherungsweise realistisches dynamisches Verhalten auf.

Die Modellierung erfolgt in Modelica. Zur Durchführung des Optimierungsvorgangs werden die Modelle auf Basis des FMI-Standards (Modelica Association, 2018) exportiert. Die Optimierung erfolgt unter Verwendung einer Python-Schnittstelle zu dem Softwarepaket MUSCOD-II (Bock und Plitt, 1984), (Leineweber u. a., 2003) des IWR Heidelberg.

Vergleich bei konstanten Randbedingungen

Bei konstanten Randbedingungen besteht der optimale Betrieb aus einer ständigen Wiederholung desselben Zyklus. Zur Verringerung des Optimierungsaufwands wird nur ein einziger Zyklus betrachtet. Die zu minimierende Kostenfunktion ist die zeitlich gemittelte Leistungsaufnahme.

$$\int_0^{t_{zyk}} \frac{P_{\text{total zykl}}(t)}{t_{zyk}} dt \quad (3.23)$$

Die Zykluszeit, also die obere Integrationsgrenze t_{zyk} , ist frei wählbar. Neben den Modellgleichungen sind die weiteren Nebenbedingungen, dass die Kältelast und der Wärmestrombedarf erfüllt werden und sämtliche differentiellen Zustände zum Zeitpunkt 0 und t_{zyk} den jeweils selben Wert aufweisen.

Abbildung 3.11 zeigt sowohl die optimierten Eingänge in die Verzögerungselemente als auch die resultierenden Werte für den Hochdruck und die Ventilator Drehzahl. Die Abbildung bestätigt die Optimalität eines zyklischen Betriebs und kann in vier Bereiche unterteilt werden.

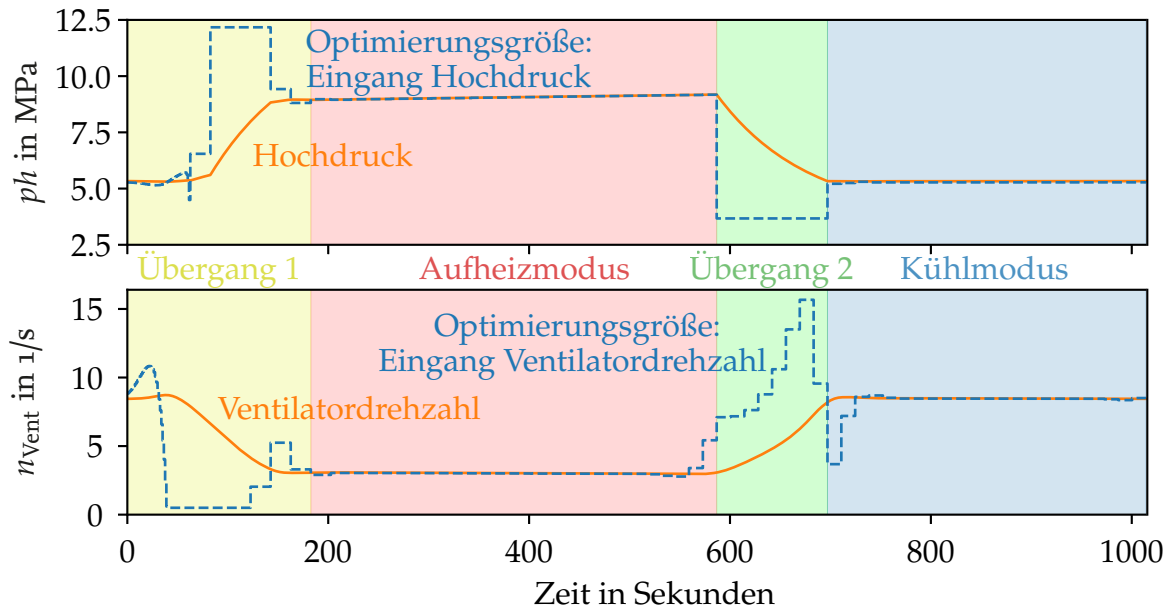


Abbildung 3.11: Lösung des Optimalsteuerungsproblems zur Minimierung von Gleichung 3.23 für das vereinfachte Kreislaufmodell. Die Verläufe der Systemeingänge, des Hochdrucks ph und der Ventilator Drehzahl n_{Vent} werden aufgeteilt in vier Bereiche. Bei konstanten Randbedingungen wird der Zyklus durchgängig wiederholt.

In dem Bereich *Übergang 1* erfolgt der Wechsel in den Bereich des Aufheizmodus. Der Systemeingang für den Hochdruck erreicht zwischenzeitig die obere und zuvor festgelegte Grenze, was bedeutet, dass der Bereich schnellstmöglich zu durchfahren ist. Dies ist in Einklang mit dem Satz von Feldbaum, wonach ein zeitoptimales Steuergesetz eines Systems mit n reellen Eigenwerten aus maximal ebenso vielen Wechseln zwischen der oberen und unteren zulässigen Grenze besteht (Adamy, 2009).

Das anschließende Plateau entspricht dem Aufheizmodus. Der Hochdruck wird aufgrund der steigenden Speichertemperatur kontinuierlich erhöht. Nach einer gewissen Zeit erfolgt in dem Bereich *Übergang 2* ein möglichst schnell durchzuführender Wechsel in den Bereich des Kühlmodus. In diesem liegen geringe Werte für den Hochdruck und vergleichsweise hohe Werte für die Ventilatordrehzahl vor. Die Zykluszeit t_{zyk} beträgt 1015 s.

Um einen Vergleich zwischen der Lösung des Optimalsteuerungsproblems und dem regelbasierten zyklischen Betrieb mit dem NGR-Verfahren zu ermöglichen, ist die Betriebslogik aus Abbildung 3.10 auszulegen. Konkret sind Werte für $\vartheta_{\text{Fl vorlauf min}}$ und $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ zu bestimmen.

Der untere Umschaltunkt $\vartheta_{\text{Fl vorlauf min}}$ folgt direkt aus der Anwendung und beträgt für das untersuchte Beispiel 38 °C. Der obere Umschaltunkt $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ von 39 °C resultiert aus der Lösung des Optimalsteuerungsproblems von Abbildung 3.11. Die geringe Differenz von nur 1 K zu dem unteren Grenzwert resultiert daher, dass der Speicher mit nur einem differentiellen Zustand abgebildet ist – selbst bei einer Temperaturerhöhung von nur 1 K wird bereits eine signifikante Energiemenge gespeichert.

Der Vergleich erfolgt in Abbildung 3.12. Die blau dargestellten Werte entsprechen der Lösung des Optimalsteuerungsproblems, die grünen Werte dem regelbasierten zyklischen Betrieb auf Basis von NGR. Zur besseren Veranschaulichung sind beide Verläufe zeitlich zueinander verschoben. Die orangen Verläufe stellen den Betrieb im Referenzmodus für ein System ohne Energiespeicher dar. Aufgrund der konstanten Randbedingungen sind hierbei sämtliche Größen konstant.

In der Abbildung werden zunächst die Verläufe des Hochdrucks gegenübergestellt. Sie sind weitestgehend sehr ähnlich. Die Optimalsteuerung führt zu minimal höheren Werten im Kühlmodus. Diese Beobachtung bestätigt, dass der regelbasierte zyklische Betrieb mit einem maximalen Kälte-COP zu geringfügig zu tiefen Hochdrücken führt, siehe die Abschnitte 3.3 und A.2.

Die Unterschiede sind größer bei den Verläufen der Ventilatordrehzahl. Die regelbasierte Umsetzung mit NGR führt zu überhöhten Werten. Ein Grund ist, dass in Abschnitt 3.5 auf die Bestimmung der partiellen Ableitung des COP der zusätzlichen Wärme nach der Ventilatordrehzahl verzichtet wurde. Da die Werte der Ventilatordrehzahl dennoch gering sind und ein kubischer Zusammenhang zu der Leistungsaufnahme besteht, siehe Gleichung 2.30, sind die Unterschiede aus energetischer Sicht vernachlässigbar.

Zudem zeigt Abbildung 3.12 die Verläufe der Vorlauftemperatur. Mit dem NGR-Verfahren werden die Grenzen für $\vartheta_{\text{Fl vorlauf min}}$ und $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ nicht exakt eingehalten. Dies ist jedoch möglich, wenn die Umschaltvorgänge geringfügig vor dem Erreichen der Grenzwerte erfolgen. Für den unteren Umschaltunkt wurde dies bereits in Gleichung 3.7 berücksichtigt.

Der wichtigste Vergleich betrifft die zeitlich gemittelte Leistungsaufnahme gemäß Gleichung 3.23. Gegenüber dem Referenzmodus ermöglicht der energieoptimale Betrieb auf Basis der Lösung des Optimalsteuerungsproblems Einsparungen von 12 %. Die regelbasierte Umsetzung des zyklischen Betriebs mit dem NGR-Verfahren führt zu Einsparungen von 11 %.

Zusammenfassend ist die regelbasierte Umsetzung des zyklischen Betriebs mit dem NGR-Verfahren also annähernd energieoptimal, falls sinnvolle Werte für $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ bekannt sind. Qualitative Handlungsempfehlungen für die Wahl dieser Größe in Abhängigkeit von wichtigen Einflussfaktoren werden in dem folgenden Unterabschnitt erarbeitet. Hierzu werden weitere Optimalsteuerungsprobleme für das vereinfachte Kreislaufmodell gelöst. In Abschnitt 3.7 wird die vorteilhafte Wahl von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ auf Basis eines detaillierten physikalischen Modells behandelt.

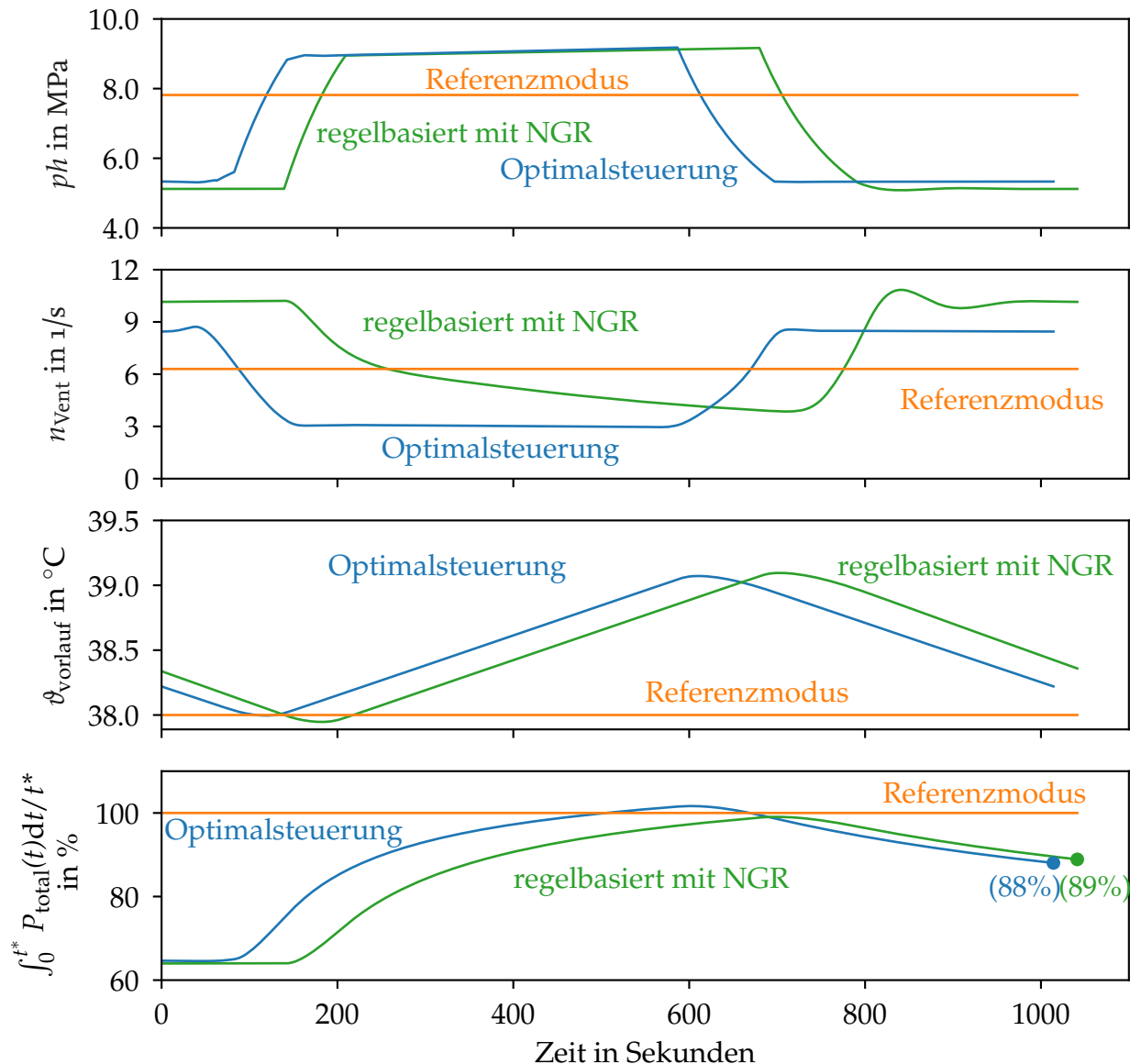


Abbildung 3.12: Gegenüberstellung des Referenzmodus, des regelbasierten zyklischen Betriebs mit NGR und der Lösung des Optimalsteuerungsproblems für das vereinfachte Kreislaufmodell. Die zeitliche Versetzung erfolgt aus Gründen der besseren Darstellbarkeit. Sind Werte für $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ bekannt, ist der regelbasierte zyklische Betrieb mit NGR annähernd energieoptimal.

Wahl und Einfluss der maximalen Vorlauftemperatur

Die Auslegung der Betriebslogik für die Anwendung des NGR-Verfahrens erfordert ausschließlich die Bestimmung von sinnvollen Werten für $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$. Im Folgenden werden diejenigen Faktoren untersucht, welche den optimalen Wert beeinflussen. Tabelle 3.1 enthält eine Übersicht über die relevanten Szenarien. Die Variablen τ_{ph} und τ_{Vent} sind die Zeitkonstanten der Verzögerungselemente und beschreiben, wie träge der Hochdruck und die Ventilatorumdrehzahl (bzw. die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{GK}}$) zu verändern sind. Das Referenzszenario wurde bereits für die Untersuchungen aus Abbildung 3.12 im vorherigen Unterabschnitt verwendet.

Für sämtliche Szenarien werden Optimalsteuerungsprobleme auf Basis des vereinfachten Kreislaufmodells gelöst. Die Verläufe der Vorlauftemperatur sind dargestellt in Abbildung 3.13. Die Auftragsstellung ist derart, dass die Maximalwerte $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ jeweils zu Beginn des Zyklus vorliegen.

Szenario	$\dot{Q}_{\text{bedarf}}/\dot{Q}_k$	V_{Speicher}	ϑ_{umg}	τ_{ph}	τ_{Vent}
Referenz	0.50	2 m ³	10 °C	90 s	45 s/ 45 s
geringer Wärmebedarf	0.25	2 m ³	10 °C	90 s	45 s/ 45 s
großer Energiespeicher	0.50	4 m³	10 °C	90 s	45 s/ 45 s
niedrige Umgebungstemperatur	0.50	2 m ³	0 °C	90 s	45 s/ 45 s
träges System	0.50	2 m ³	10 °C	180 s	90 s/ 90 s

Tabelle 3.1: Variationstabelle zur Bestimmung der qualitativen Einflüsse relevanter Parameter auf die optimale Wahl von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$

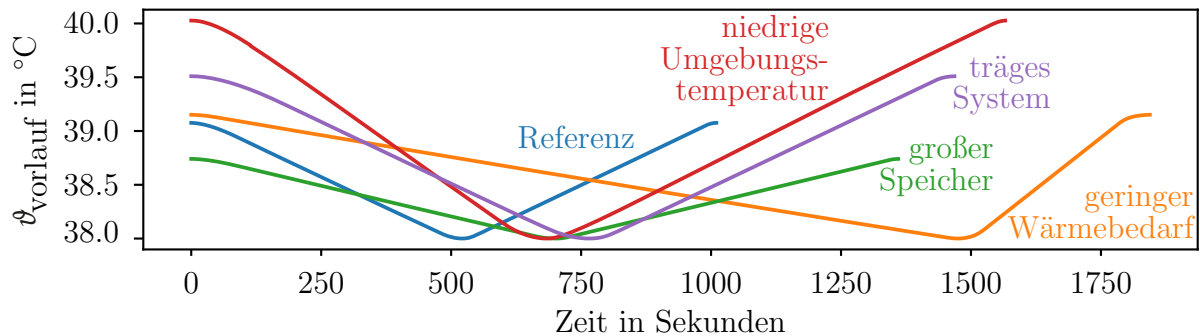


Abbildung 3.13: Verlauf der Vorlauftemperatur $\vartheta_{\text{Fl vorlauf}}$ als Lösung von Optimalsteuerungsproblemen für die Szenarien aus Tabelle 3.1. Die energieoptimale Wahl von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ wird von dem Wärmebedarf, der Speicherkapazität, der Umgebungstemperatur und der Systemträgheit beeinflusst. Die Minimalwerte $\vartheta_{\text{Fl vorlauf min}}$ sind einheitlich auf 38 °C festgelegt.

Sämtliche Szenarien weisen einen qualitativ ähnlichen Verlauf auf. Geringe Werte von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ mögen zwar energetisch sinnvoll sein, können jedoch häufige Betriebspunktwechsel verursachen. Falls Betriebspunktwechsel und die einhergehenden Schaltvorgänge eingeschränkt werden sollen, ist zur Bewertung eines Zyklus auch die Zykluszeit auf der Abszisse zu betrachten.

Ein geringer Wärmebedarf erhöht den optimalen Wert der Zykluszeit t_{zyk} , beeinflusst den optimalen Wert von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ jedoch kaum. Ein großer Energiespeicher ermöglicht Energieeinsparungen auf zwei Weisen: Die niedrigeren Speichertemperaturen ermöglichen die Rückgewinnung eines größeren Wärmestroms; des Weiteren wird die optimale Zykluszeit verlängert und die Anlage somit weniger in den unvorteilhaften Übergangsbereichen betrieben. Bei einer niedrigen Umgebungstemperatur steigt der zum Durchfahren der Übergangsbereiche notwendige Zeitaufwand. Um dies zu kompensieren, wird die Anlage länger in den Kühl- und Aufheizmodi betrieben. Dies erhöht sowohl die maximale Vorlauftemperatur als auch die optimale Zykluszeit. Einen ähnlichen Effekt bewirkt ein träges System. Erneut steigen sowohl die maximale Vorlauftemperatur als auch die Zykluszeit.

Die Erkenntnisse münden in Tabelle 3.2, welche den qualitativen Einfluss größerer Wärmebedarfe, größerer Speicher, steigender Umgebungstemperaturen und erhöhter Verzögerungen auf die energieoptimalen Werte der maximalen Vorlauftemperatur und der Zykluszeit beschreibt.

	$\dot{Q}_{\text{bedarf}}/\dot{Q}_k \uparrow$	$V_{\text{Speicher}} \uparrow$	$\vartheta_{\text{umg}} \uparrow$	τ_{ph} und $\tau_{\text{Vent}} \uparrow$
$\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$	↓	↓	↓	↑
t_{zyk}	↓	↑	↓	↑

Tabelle 3.2: Qualitative Einflüsse von steigenden Werten der Parameter aus Tabelle 3.1 auf die optimale Wahl von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ und t_{zyk}

3.7 Simulativer Vergleich von NGR und herkömmlichen Ansätzen

In diesem Abschnitt werden zunächst die Untersuchungen für die optimalen Wahl der maximalen Vorlauftemperatur $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ ausgeweitet. Die Basis ist ein detailliertes physikalisches Kreislaufmodell. Den Schwerpunkt bilden energetische Vergleiche zwischen dem regelbasierten zyklischen Betrieb von Systemen mit thermischem Energiespeicher und dem herkömmlichen Betrieb von Systemen ohne Energiespeicher. Die Auswertungen decken zahlreiche Anwendungsfälle und Szenarien ab und umfassen sowohl konstante Randbedingungen als auch Hochrechnungen für Jahresverläufe.

Detailliertes dynamisches Kreislaufmodell

Das detaillierte dynamische Kreislaufmodell entspricht dem Schema von Abbildung 3.10. Es ist wesentlich detaillierter als das in Abschnitt 3.6 für die Optimalsteuerung verwendete Modell. Sämtliche Wärmeübertrager sind auf Basis des Finite-Volumen Ansatzes in zehn Zellen diskretisiert. Die Modellierung des Speichers erfolgt gemäß Scholl (2016) und weist zehn Schichten auf. Die Parameter für die Wärmeübertrager und den Verdichter sind erneut orientiert an einem Supermarkt mittlerer Größe und entsprechen denen aus Abschnitt 2.7. Die Kältelast \dot{Q}_k beträgt 50 kW. Der Wärmestrombedarf \dot{Q}_{bedarf} wird in den folgenden Untersuchungen variiert. Die Pumpen sind idealisiert modelliert und deren Leistungsaufnahmen vernachlässigt.

Die für die Wärmerückgewinnung verwendeten Plattenwärmeübertrager sind in zahlreichen Varianten verfügbar, siehe beispielsweise Kelvion Holding (2018). In dem Simulationsmodell wurde der kA -Wert auf 20 000 W/K gesetzt. Dieser Wert ist jedoch insofern wenig relevant, da im Folgenden ausschließlich das Verhältnis derjenigen Energieverbräuche dargelegt wird, welche aus einer zyklischen Betriebsweise mit bzw. einer herkömmlichen Betriebsweise ohne Energiespeicher resultieren. Diese relativen Aussagen sind vergleichsweise unabhängig von dem kA -Wert.

Wahl und Einfluss der maximalen Vorlauftemperatur

In Abschnitt 3.6 wurden Einflussfaktoren auf die optimale Wahl von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ qualitativ bewertet. Im Folgenden wird gezeigt, dass weitere detaillierte quantitative Handlungsempfehlungen nicht notwendig sind. Die Ausführungen beziehen sich auf das im folgenden Unterabschnitt vorgestellte Szenario 'Fußboden 2' aus Tabelle 3.3. Mit einer minimalen Vorlauftemperatur von 35 °C und einem Verhältnis $\dot{Q}_{\text{bedarf}}/\dot{Q}_k = 0.4$ repräsentiert dieses Szenario typische Bedingungen bei Systemen, bei welchen eine Heizanforderung auf einem niedrigen Temperaturniveau vorliegt.

Der Einfluss von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ wird veranschaulicht in den Abbildungen 3.14 und 3.15. Diese stellen das Verhältnis $P_{\text{total zykl}}/P_{\text{total ref}}$ der zeitlich gemittelten Leistungsaufnahmen dar, welche mit dem zyklischen Betrieb für ein System mit bzw. im Referenzmodus für ein System ohne Energiespeicher resultieren. Der zyklische Betrieb erfolgt für Systeme mit Speichervolumen von 2 m³ bzw. 8 m³.

Die Abbildungen veranschaulichen, dass die Einsparungen mit größeren Speichervolumen steigen. Die Modelle berücksichtigen nicht die Wärmekapazitäten eines Betonfußbodens etc. Würden diese hinzugerechnet, wären signifikante Einsparungen auch bereits mit kleineren Speichern möglich. Des Weiteren zeigt der Vergleich der Verläufe, dass die optimalen Werte für die maximale Vorlauftemperatur negativ und die optimalen Werte für die Zykluszeit positiv korreliert sind mit der Speichergröße. Diese Beobachtungen sind in Einklang mit Tabelle 3.2.

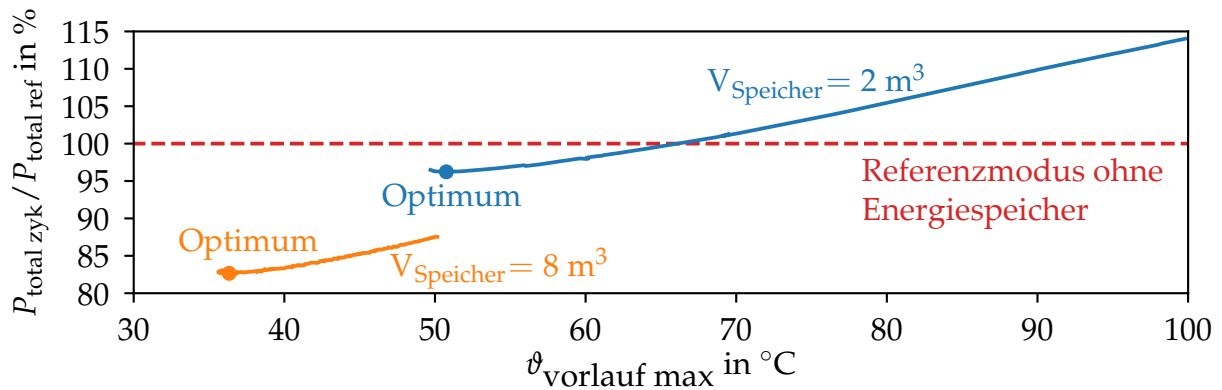


Abbildung 3.14: Zusammenhang zwischen maximaler Vorlauftemperatur $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ und relativem Energieverbrauch $P_{\text{total zykl}} / P_{\text{total ref}}$ des regelbasierten zyklischen Betriebs im Vergleich zu dem Betrieb eines Systems ohne Energiespeicher. Mit ausreichend großen Speichern betragen die Einsparungen über 17 %.

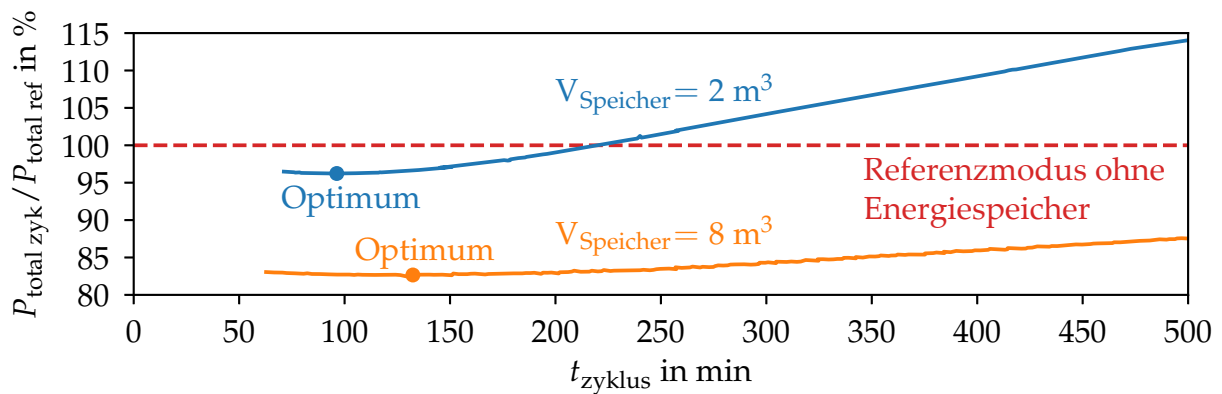


Abbildung 3.15: Zusammenhang zwischen Zykluszeit t_{zyklus} und relativem Energieverbrauch $P_{\text{total zykl}} / P_{\text{total ref}}$ des regelbasierten zyklischen Betriebs im Vergleich zu dem Betrieb eines Systems ohne Energiespeicher. Mit ausreichend großen Speichern sind die Einsparungen robust gegenüber der Zykluszeit.

Das wichtigste Ergebnis der Abbildungen ist, dass die Energieeinsparungen robust gegenüber der Wahl von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ sind, falls ausreichend große Energiespeicher verwendet werden. Dies wird deutlich an den orangenen Verläufen für Systeme mit großen Speichern: Das energetische Optimum wird bei einer maximalen Vorlauftemperatur von 36,3 °C mit einer Zykluszeit von 132 min erreicht; eine Erhöhung der maximalen Vorlauftemperatur auf 46,6 °C verdreifacht die Zykluszeit – das Verhältnis $P_{\text{total zykl}} / P_{\text{total ref}}$ verschlechtert sich jedoch nur um 2,8 % von 82,7 % auf 85,5 %.

Zusammengefasst wird die Anwendbarkeit der regelbasierten zyklischen Betriebsweise somit nicht dadurch eingeschränkt, dass energieoptimale Werte von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ in der Praxis schwer zu bestimmen sind. Als einfache Regel kann dieser Maximalwert beispielsweise dem mit einem geringen Aufschlag versehenen Minimalwert gleichgesetzt werden. Alternativ kann ein Wechsel in den Kühlmodus erfolgen, sobald eine festgelegte Obergrenze für die Zykluszeit erreicht ist.

Untersuchte Szenarien und Effizienz

Dieser Unterabschnitt dient der Untersuchung der energetischen Effizienz für die in Tabelle 3,3 dargestellten Szenarien. Sie unterscheiden sich sowohl bezüglich der erforderlichen minimalen Vorlauf- und der Rücklauftemperatur des Wassers als auch bezüglich des Wärmestrombedarfs. Da zahlreiche Kühlanwendungen eine Verdampfungstemperatur von ca. -5 °C erfordern, wird der

Niederdruck einheitlich auf 2.8 MPa gesetzt. Das Speichervolumen beträgt 8 m^3 . Die angegebenen Einsparungen basieren auf energieoptimalen Werten von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$.

Szenario	$\vartheta_{\text{Fl vorlauf min}}$	$\vartheta_{\text{Fl rücklauf}}$	$\dot{Q}_{\text{bedarf}}/\dot{Q}_k$
Gastro	25 °C	18 °C	25 %
Fußboden 1	35 °C	25 °C	30 %
Fußboden 2	35 °C	25 °C	40 %
Fußboden 3	35 °C	25 °C	60 %
Bäcker	40 °C	30 °C	30 %
Fleisch	60 °C	10 °C	40 %
Milch 1	45 °C	10 °C	40 %
Milch 2	45 °C	10 °C	60 %

Tabelle 3.3: Szenarien zur Untersuchung des regelbasierten zyklischen Betriebs. Die Szenarien repräsentieren zahlreiche Branchen und unterscheiden sich durch die Vorlauftemperatur $\vartheta_{\text{Fl vorlauf min}}$, die Rücklauftemperatur $\vartheta_{\text{Fl rücklauf}}$ und den Wärmestrombedarf \dot{Q}_{bedarf} .

Das Szenario 'Gastro' entstammt einem Gastronomie-Großhandel aus Braunschweig, welcher über eine CO_2 Kälteanlage mit einem Warmwasserspeicher von 7.5 m^3 verfügt. Die geringe Vorlauftemperatur ist notwendig für eine Bananenreife, welche bei 18 °C bis 20 °C erfolgt. Der Heizbedarf von 25 % der Kälteleistung resultiert aus einem Wärmestrombedarf von 120 kW bei einer Kälteleistung von 470 kW (Pravtchev, 2018).

Die Szenarien 'Fußboden 1-3' sind typische Anforderungen für Supermärkte oder Bäckereien mit Fußbodenheizung, siehe Arias und Lundqvist (2006) und Abdi u. a. (2014). Da der Wärmestrombedarf in der Praxis sehr stark variiert, werden unterschiedliche Werte betrachtet.

Für das Szenario 'Fußboden 2' sind die p - h und T - h -Diagramme für den Betrieb im Referenz-, Kühl- und Aufheizmodus in den Abbildungen 3.16 bis 3.18 dargestellt. Wie bereits im Stand der Wissenschaft dargelegt, wird der durch den Temperaturgleit resultierende und wünschenswerte Temperaturverlauf in dem Plattenwärmeübertrager sichtbar.

Das p - h -Diagramm in Abbildung 3.18 macht deutlich, dass der Hochdruck im Aufheizmodus derart gewählt wird, dass die Strecke, welche die spezifische rückgewinnbare Wärmemenge repräsentiert, für die gegebene Kältemittelaustrittstemperatur aus dem Plattenwärmeübertrager sehr lang ist. Wäre der Hochdruck geringfügig tiefer, würde die Strecke wesentlich kürzer und der rückgewinnbare Wärmestrom signifikant niedriger ausfallen.

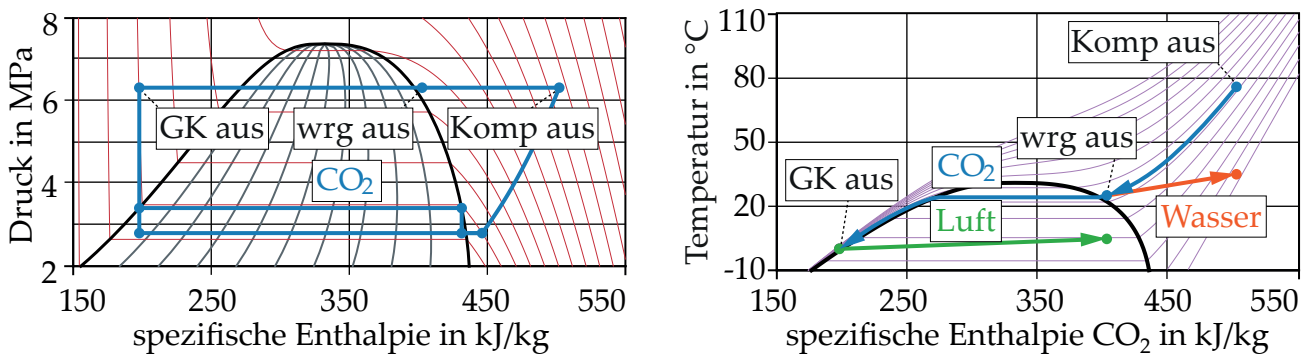


Abbildung 3.16: Prozess des Szenarios 'Fußboden 2' im Referenzmodus im p - h -Diagramm (links) und T - h -Diagramm (rechts). Der Hochdruck p_h wird angepasst, sodass der rückgewinnbare Wärmestrom \dot{Q}_{wrg} exakt dem Wärmestrombedarf \dot{Q}_{bedarf} entspricht.

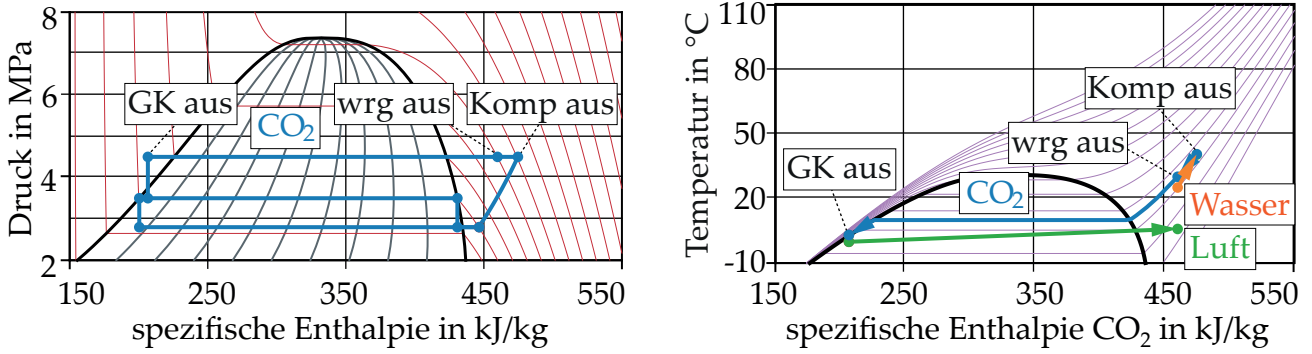


Abbildung 3.17: Prozess des Szenarios 'Fußboden 2' im Kühlmodus im p - h -Diagramm (links) und T - h -Diagramm (rechts). Der Betrieb erfolgt mit einem maximalen Kälte-COP.

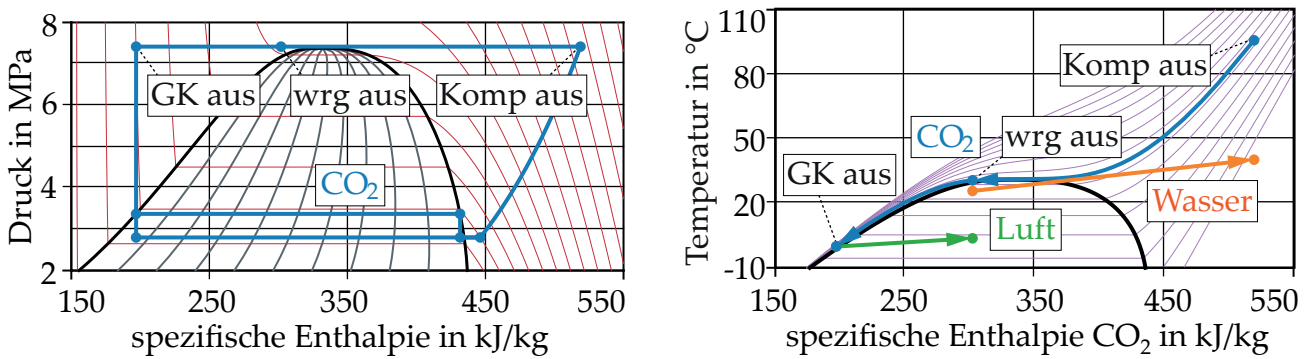


Abbildung 3.18: Prozess des Szenarios 'Fußboden 2' im Aufheizmodus im p - h -Diagramm (links) und T - h -Diagramm (rechts). Der Betrieb erfolgt mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme.

Das Szenario 'Bäcker' repräsentiert eine Bio-Großbäckerei in Braunschweig. Nach Pravtchev (2018) weist das Unternehmen einen Kältebedarf von 110 kW auf. Dieser resultiert aus einem Zwei-Schicht-Betrieb und der Tatsache, dass die Waren vor dem Abtransport bei einer Temperatur von 5 °C gekühlt werden. Die Aufheizung der Büroflächen erfordert im Winter eine Leistung von ca. 35 kW.

Das Szenario 'Fleisch' ist ausgerichtet an Ortner (2000) und repräsentiert einen fleischverarbeitenden Betrieb. Der Kältebedarf beträgt insgesamt 1550 kW, wobei in der Simulation keine Unterscheidung zwischen den Temperaturniveaus erfolgt. Die Wärmerückgewinnung dient der Aufwärmung von Brauchwasser von 10 °C auf 60 °C.

Die Szenarien 'Milch 1' und 'Milch 2' sind orientiert an der Milchindustrie, siehe Lei u. a. (2016) und Nguyen und Elmgaard (2016). Milch wird von 30 °C auf 5 °C abgekühlt (AgroCleanTech, 2018) und Brauchwasser von 10 °C auf 45 °C erwärmt. Zur Abkühlung von 100 kg Milch sind ca. 35 l Wasser notwendig (Sax, 2015). Dies führt zu $\dot{Q}_{\text{bedarf}}/\dot{Q}_k \approx 0.5$.

Zunächst erfolgen Untersuchungen für konstante Randbedingungen mit $\vartheta_{\text{umg}} = 0$ °C und 5 °C und 10 °C. Tabelle 3.4 stellt die Verhältnisse $P_{\text{total zykl}}/P_{\text{total ref}}$ der Leistungsaufnahmen dar, welche aus dem regelbasierten zyklischen Betrieb von Systemen mit Energiespeicher bzw. aus dem Referenzmodus von Systemen ohne Energiespeicher resultieren. Zudem werden die Verhältnisse $P_{\text{w zykl}}/P_{\text{w ref}}$ der Leistungen berechnet, welche ausschließlich für die Wärmeakkopplung anfallen. Sie sind bereinigt um die zur Bereitstellung der Kälteleistung benötigte Leistungsaufnahme P_k .

$$P_{\text{w zykl}} = P_{\text{total zykl}} - P_k \quad (3.24)$$

$$P_{\text{w ref}} = P_{\text{total ref}} - P_k \quad (3.25)$$

Szenario	$\vartheta_{\text{umg}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$		$\vartheta_{\text{umg}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$		$\vartheta_{\text{umg}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	
	$\frac{P_{\text{total zykl}}}{P_{\text{total ref}}}$	$\frac{P_{\text{w zykl}}}{P_{\text{w ref}}}$	$\frac{P_{\text{total zykl}}}{P_{\text{total ref}}}$	$\frac{P_{\text{w zykl}}}{P_{\text{w ref}}}$	$\frac{P_{\text{total zykl}}}{P_{\text{total ref}}}$	$\frac{P_{\text{w zykl}}}{P_{\text{w ref}}}$
Gastro	90.0 %	54.4 %	$\geq 100\text{ }%$	$\geq 100\text{ }%$	$\geq 100\text{ }%$	$\geq 100\text{ }%$
Fußboden 1	85.4 %	61.6 %	95.2 %	78.9 %	$\geq 100\text{ }%$	$\geq 100\text{ }%$
Fußboden 2	82.7 %	61.5 %	90.9 %	67.6 %	98.0 %	78.5 %
Fußboden 3	87.5 %	75.5 %	92.7 %	79.8 %	95.6 %	78.6 %
Bäcker	83.9 %	62.8 %	92.2 %	69.4 %	$\geq 100\text{ }%$	$\geq 100\text{ }%$
Fleisch	96.6 %	91.9 %	97.7 %	90.3 %	$\geq 100\text{ }%$	$\geq 100\text{ }%$
Milch 1	87.0 %	61.0 %	95.5 %	67.3 %	97.9 %	$\geq 100\text{ }%$
Milch 2	87.7 %	71.9 %	93.6 %	75.5 %	$\geq 100\text{ }%$	$\geq 100\text{ }%$

Tabelle 3.4: Verhältnis der zeitlich gemittelten Leistungsaufnahmen mit zyklischem Betrieb und Energiespeicher bzw. ohne zyklischem Betrieb und ohne Energiespeicher für konstante Randbedingungen

Bei dem Szenario 'Gastro' wird der Wärmestrombedarf bei $\vartheta_{\text{umg}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ oder $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ bereits annähernd im Referenzmodus befriedigt. Bei $\vartheta_{\text{umg}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ wird die zu Heizzwecken benötigte Leistungsaufnahme halbiert, wodurch die gesamte Leistungsaufnahme um 10 % sinkt.

Bei den Szenarien 'Fußboden 1-3' wird die zu Heizzwecken benötigte Leistung auch bei $\vartheta_{\text{umg}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ stark reduziert. Bei $\vartheta_{\text{umg}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ sinkt die Leistungsaufnahme um ca. 15 %.

Das Szenario 'Bäcker' weist die höchste aller betrachteten Rücklauftemperaturen auf. Die Einsparungen von über 16 % erreichen annähernd das in Abschnitt 3.3 dargelegte Potential.

Bei dem Szenario 'Fleisch' erschwert die hohe Spreizung zwischen der Rücklauf- und der Vorlauftemperatur des Wassers die effiziente Beladung des Speichers. Um eine Schichtdurchmischung durch zu hohe Werte der Pumpendrehzahl n_{beladung} zu vermeiden, siehe hierzu die Regelstruktur in Abbildung 3.10, wird der Sollwert für die Temperaturdifferenz zwischen dem in den Plattenwärmeübertrager eintretenden Wasser und dem austretenden Kältemittel von 5 K auf 15 K erhöht. Da nun das Kältemittel auf minimal $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ abgekühlt wird, sind die Einsparungen gering.

Die Szenarien 'Milch 1 und 2' weisen eine geringere Temperaturspreizung auf. Bei $\vartheta_{\text{umg}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ oder $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ sinkt die zur Wärmeauskopplung benötigte Leistungsaufnahme auf bis zu 61 %. Bei Szenario 'Milch 1' und $\vartheta_{\text{umg}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ist der Referenzmodus kostengünstiger als eine Kältemaschine. Dies liegt daran, dass keine Hochdruckerhöhung notwendig ist, die Drehzahl der Ventilatoren vom Gaskühler aufgrund des zusätzlichen Wärmeübertragers jedoch verringert wird.

Die Analysen werden ausgeweitet für veränderliche Randbedingungen von drei Standorten. Die Umgebungstemperaturen werden mit einer Auflösung von 15 min mit der Software Meteotest (Meteotest, 2018) bestimmt. Die Leistungsaufnahmen resultieren aus Interpolationen in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur. Tabelle 3.5 zeigt die Auswertung eines Jahres für den Fall durchgängig bereitzustellender Kälte- und Heizleistungen. Die zur Wärmeauskopplung benötigte Leistungsaufnahme wird stark abgesenkt. Abbildung 3.19 ist ein Balkendiagramm für den Standort Trondheim. Entsprechende Diagramme für Berlin und Madrid sind abgebildet in Abschnitt A.4.

Tabelle 3.6 berücksichtigt, dass die Heizleistung nicht ständig zu erbringen ist. Daher sind die absoluten Einsparungen tendenziell etwas geringer als in Tabelle 3.5. Es wird angenommen, dass ein Heizbedarf bei Szenario 'Gastro' anfällt, falls $\vartheta_{\text{umg}} \leq 20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Bei den Szenarien 'Fußboden 1-3' wird die Heizanforderung an 6 von 7 Wochentagen (=312 Tage) zwischen 6:00 und 20:00 Uhr

erbracht, falls $\vartheta_{\text{umg}} \leq 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Ähnliches gilt für das Szenario 'Bäcker', wobei der Zeitraum auf 6:00 bis 18:00 Uhr limitiert wird. Bei den Szenarien 'Fleisch' und 'Milch 1 und 2' wird der Wärmestrom zur Wasseraufbereitung verwendet und ist daher unabhängig von der Umgebungstemperatur. Erneut fällt der Wärmestrombedarf an 312 Tagen zwischen 6:00 und 18:00 Uhr an.

Szenario	Trondheim		Berlin		Madrid	
	$\frac{P_{\text{total zykl}}}{P_{\text{total ref}}}$	$\frac{P_{\text{w zykl}}}{P_{\text{w ref}}}$	$\frac{P_{\text{total zykl}}}{P_{\text{total ref}}}$	$\frac{P_{\text{w zykl}}}{P_{\text{w ref}}}$	$\frac{P_{\text{total zykl}}}{P_{\text{total ref}}}$	$\frac{P_{\text{w zykl}}}{P_{\text{w ref}}}$
Gastro	95.1 %	58.2 %	98.4 %	60.5 %	99.8 %	73.5 %
Fußboden 1	92.0 %	60.6 %	96.5 %	65.5 %	99.0 %	70.1 %
Fußboden 2	89.9 %	58.9 %	95.0 %	66.0 %	98.3 %	71.6 %
Fußboden 3	92.5 %	76.1 %	96.1 %	80.9 %	98.5 %	85.3 %
Bäcker	90.9 %	62.6 %	95.6 %	68.5 %	98.5 %	74.8 %
Fleisch	98.0 %	90.8 %	99.0 %	92.1 %	99.6 %	93.6 %
Milch 1	94.6 %	64.8 %	97.6 %	62.0 %	99.3 %	68.3 %
Milch 2	92.6 %	64.0 %	96.4 %	67.3 %	98.8 %	62.9 %

Tabelle 3.5: Verhältnis der zeitlich gemittelten Leistungsaufnahmen mit zyklischem Betrieb und Energiespeicher bzw. ohne zyklischem Betrieb und ohne Energiespeicher für veränderliche Randbedingungen

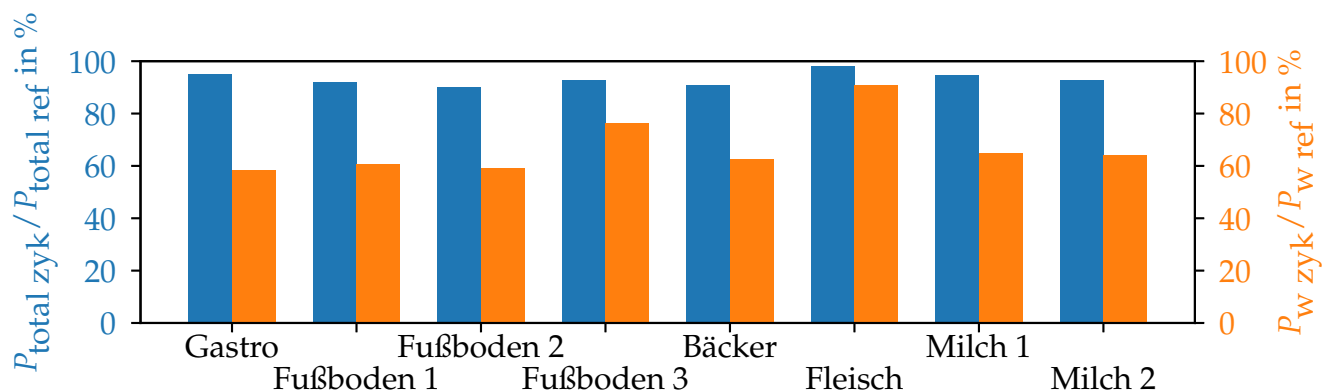


Abbildung 3.19: Zeitlich gemittelte Leistungsaufnahmen für veränderliche Randbedingungen in Trondheim

Szenario	Trondheim		Berlin		Madrid	
	$\frac{P_{\text{total zykl}}}{P_{\text{total ref}}}$	$\frac{P_{\text{w zykl}}}{P_{\text{w ref}}}$	$\frac{P_{\text{total zykl}}}{P_{\text{total ref}}}$	$\frac{P_{\text{w zykl}}}{P_{\text{w ref}}}$	$\frac{P_{\text{total zykl}}}{P_{\text{total ref}}}$	$\frac{P_{\text{w zykl}}}{P_{\text{w ref}}}$
Gastro	95.1 %	58.0 %	98.3 %	57.8 %	99.7 %	60.2 %
Fußboden 1	95.5 %	60.2 %	98.3 %	64.9 %	99.5 %	67.6 %
Fußboden 2	94.2 %	58.5 %	97.4 %	66.3 %	99.2 %	72.3 %
Fußboden 3	95.6 %	76.2 %	98.0 %	81.6 %	99.3 %	86.8 %
Bäcker	95.4 %	62.6 %	98.0 %	68.7 %	99.4 %	74.5 %
Fleisch	99.0 %	90.7 %	99.6 %	92.2 %	99.8 %	94.1 %
Milch 1	97.4 %	63.8 %	99.0 %	62.4 %	99.7 %	71.9 %
Milch 2	96.3 %	62.7 %	98.4 %	65.4 %	99.5 %	59.2 %

Tabelle 3.6: Verhältnis der zeitlich gemittelten Leistungsaufnahmen mit zyklischem Betrieb und Energiespeicher bzw. ohne zyklischem Betrieb und ohne Energiespeicher für veränderliche Randbedingungen mit zeitlich eingeschränkten Heizbedarfen

4 Energieoptimierter Betrieb durch Systemidentifikation, Betriebspunktanpassung und Entkopplungsregelung

In den vorherigen Kapiteln wurde der energieoptimierte Betrieb für den Fall einer Kälteanforderung mit und ohne eine zusätzlichen Anforderung an die Wärmeauskopplung untersucht. Das Ziel war die Bestimmung von energieoptimierten Betriebsweisen und Werten für den Hochdruck und die Drehzahl der Ventilatoren vom Gaskühler. Während zuvor also untersucht wurde *wo* der optimale Betriebspunkt liegt, wird nun beschrieben, *wie* dieser einzuregeln ist.

Wie bereits zuvor, dienen auch die Untersuchungen in diesem Kapitel zur energetischen Optimierung von CO_2 -Kompressionskältekreisläufen. Der Hintergrund ist, dass die im Stand der Wissenschaft beschriebenen Mehrgrößenregler aufgrund des hohen Implementierungsaufwands in der Praxis wenig eingesetzt werden. Weit verbreitet sind Eingrößenregler. Diese ermöglichen jedoch vielfach keinen stabilen Betrieb in energetisch sinnvollen Betriebspunkten. Zur Stabilisierung werden die Eingrößenregler daher derart konservativ ausgelegt, dass schnelle Betriebspunktwechsel und Störgrößenausregelungen nicht möglich sind. Alternativ werden die Anlagen zur Schwingungsunterdrückung teilweise mit den Maximalwerten der Ventilatordrehzahl betrieben. Durch beide Maßnahmen wird die Energieeffizienz beeinträchtigt. Um dies zu vermeiden, wird in diesem Kapitel das Ziel verfolgt eine praxisnahe energieoptimierende Entkopplungsregelung auf der Basis von Systemidentifikationen und Betriebspunktanpassungen zur Beeinflussung des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl zu entwickeln.

Die entwickelte Prozesskette zum Entwurf von Entkopplungsreglern ist anwendbar auf zahlreiche stabile Systeme mit zwei Ein- und zwei Ausgängen. Der Entwurf der Entkopplungsregler erfolgt für vereinfachte Ersatzmodelle. Deren Parameter werden mit Hilfe eines gegenüber der Literatur modifizierten Identifikationsprozesses an das System angepasst. Prinzipiell sind die Parameter zudem vom Betriebspunkt abhängig. Der Identifikationsaufwand wird durch eine Umrechnungsvorschrift reduziert, welche eine Betriebspunktanpassung in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ermöglicht. Da in der Literatur zahlreiche Entwurfsverfahren für Entkopplungsregler existieren, müssen geeignete Ansätze ausgewählt werden. Hierzu werden neuartige quantitative Auswahlkriterien entwickelt, welche eine Auswahl auf der Basis der Parameterwerte von den Ersatzmodellen ermöglichen.

In diesem Kapitel wird die Kenntnis von Sollwerten für den Hochdruck und die Kältemitteltemperatur hinter dem Gaskühler vorausgesetzt. Die entwickelte Methode ist somit unabhängig von der Null-Gradientenregelung einsetzbar. Eine Kombination mit der Null-Gradientenregelung und den Erkenntnissen aus den Kapiteln 2 und 3 ist dennoch auf zwei Weisen möglich: Einerseits können die Sollwerte mit den äußeren (Teil-)Reglern von Kaskadenreglern bestimmt werden, siehe Abbildung 2.8. Andererseits können auch bei den Entkopplungsreglern die Sollwerte zu null gesetzt werden und die partiellen Ableitungen des Kälte-COP nach dem Hochdruck und der Ventilatordrehzahl als Istwerte dienen.

4.1 Betrachteter Kreislauf und Regelstruktur

Der Entwurf der Entkopplungsregler erfolgt für einen Kältekreislauf mit Flash-Gas-Abscheidung. Dieser wurde bereits in den Kapiteln 2 und 3 beschrieben und dargestellt in Abbildung 2.1. Die Ausführungen, beispielsweise zur Auswahl geeigneter Entwurfsverfahren, sind weitestgehend direkt übertragbar auf Systeme ohne Mitteldruckniveau bzw. Systeme mit Ejektor gemäß den Abbildungen 1.1 und 2.3. An geeigneten Stellen wird auf mögliche Unterschiede eingegangen.

Die Systemeingänge wurden bereits in Zusammenhang mit der Null-Gradientenregelung in Abbildung 2.10 dargestellt. Am Ende dieses Abschnitts erfolgt in Abbildung 4.1 eine weitere Darstellung der relevanten Systemein- und -ausgänge. Das System weist mit dem Hochdruck ph , der Kältemittelaustrittstemperatur nach dem Gaskühler $\vartheta_{GK\text{ aus}}$, dem Niederdruck pl , der Überhitzung sh und dem Mitteldruck pm fünf Regelgrößen auf. Die Stellgrößen sind der Querschnitt des Ventils nach dem Gaskühler A_{ph} , die Ventilator Drehzahl n_{Vent} , die Verdichter Drehzahl n_{Komp} und die Querschnitte der Ventile vor dem Verdampfer A_{sh} und auf Mitteldruckniveau A_{pm} . Üblicherweise werden einschleifige PI-Eingrößenregler verwendet.

Die Herausforderungen bei der Regelung des CO₂-Kompressionskältekreislaufs können anhand einer RGA quantitativ belegt werden. In Tabelle 4.1 ist eine solche für den sub- und transkritischen Betrieb dargestellt.

			Stellgrößen				
			A_{ph}	n_{Vent}	n_{Komp}	A_{sh}	A_{pm}
Regelgrößen	ph	subkr.	0.04	0.89	-0.08	-0.04	0.19
		transkr.	0.02	0.70	-0.37	0.03	0.61
	$\vartheta_{GK\text{ aus}}$	subkr.	0.20	0.21	-0.31	-0.02	0.92
		transkr.	0.40	0.36	-0.02	0.01	0.25
	pl	subkr.	-0.00	0.00	1.99	-1.72	0.73
		transkr.	0.04	0.01	1.24	-0.87	0.59
	sh	subkr.	0.64	-0.16	-0.57	1.78	-0.69
		transkr.	0.42	-0.07	0.13	1.27	-0.75
	pm	subkr.	0.12	0.06	-0.04	1.00	-0.15
		transkr.	0.12	0.00	0.02	0.55	0.30

Tabelle 4.1: RGA für das System aus Abbildung 2.10 bzw. 4.1 für subkritischen Betrieb bei 15 °C und transkritischen Betrieb bei 30 °C Umgebungstemperatur. Fett hervorgehoben sind die typischen Zuordnungen. Die Abweichungen von der Einheitsmatrix belegen die Querkopplungen und die Abweichungen zwischen dem sub- und transkritischen Betrieb das nichtlineare Systemverhalten.

Die für die Regelung verwendeten Zuordnungen sind fett hervorgehoben. Die Abweichungen von einer Einheitsmatrix belegen die starken Querkopplungen zwischen den Regelgrößen. Die starken Unterschiede zwischen dem sub- und transkritischen Betrieb zeigen das stark nichtlineare Systemverhalten auf. Selbst bei gleichen Randbedingungen weichen RGAs verschiedener Kälteanlagen voneinander ab. Dieser Aspekt wird in Abschnitt 4.3 aufgegriffen. Eine Ursache ist, dass der Einfluss des Hochdrucks auf die Kältemittelaustrittstemperatur bei besonders großen Gaskühlern sehr gering ist, da beinahe unabhängig vom Hochdruck annähernd die Umgebungstemperatur erreicht wird.

Die Praxiserfahrung zeigt, dass die beschriebene einschleifige Regelung von CO₂-Kompressionskältekreisläufen insbesondere in Zusammenhang mit dem Hochdruck und der Kältemittelaustrittstemperatur am Gaskühler zu Problemen führt (Nöding u. a., 2018b). Um trotz der starken Querkopplungen eine ausreichende Regelgüte zu erreichen, wird ein Entkopplungsregler entworfen. Die Eingänge des Reglers und Ausgänge des Systems sind die Ist-Werte des Hochdrucks p_h und der Kältemittelaustrittstemperatur $\vartheta_{\text{GK aus}}$. Die Ausgänge des Reglers und Eingänge des Systems sind der Ventilquerschnitt A_{ph} und die Ventilator-drehzahl n_{Vent} . Alle anderen geschlossenen einschleifigen Regelkreise werden gemäß dem Stand der Wissenschaft unverändert übernommen und als Teil des Systems betrachtet. Die neuartige Regelstruktur ist dargestellt in Abbildung 4.1.

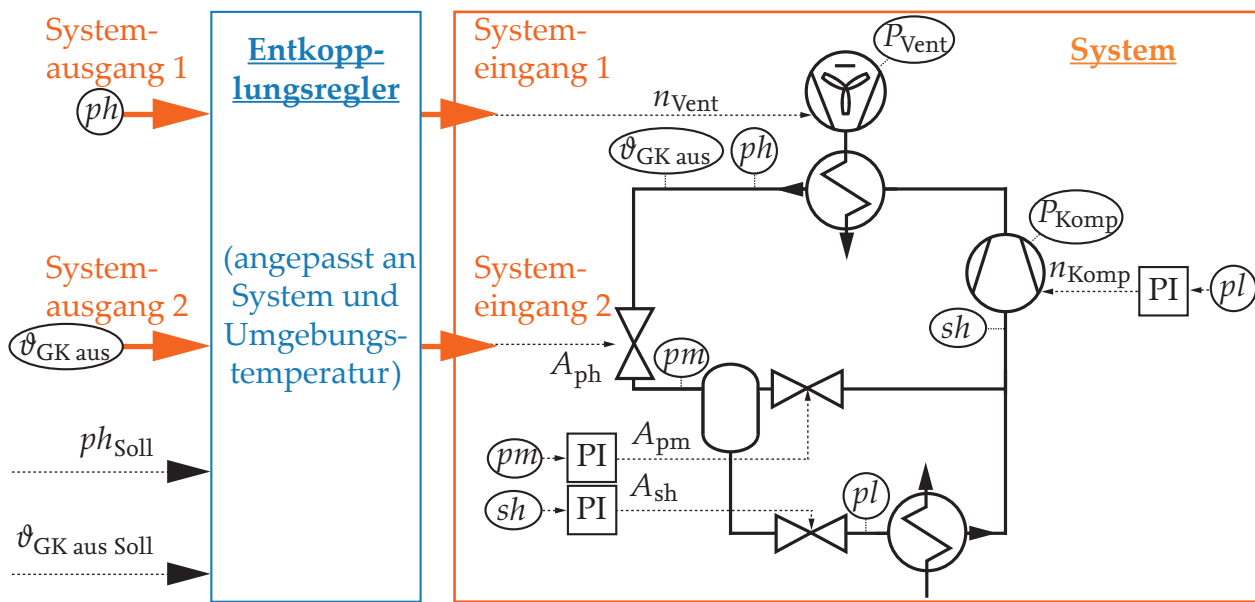


Abbildung 4.1: Regelstruktur mit Entkopplungsregler für den Hochdruck p_h und die Kältemittelaustrittstemperatur $\vartheta_{\text{GK aus}}$ aus dem Gaskühler. Die weiteren einschleifigen Regelkreise werden gemäß dem Stand der Wissenschaft übernommen, sodass das zu regelnde System zwei Ein- und zwei Ausgänge hat.

4.2 Systemabbildung mit FOPTD-Ersatzmodellen

Der Entwurf eines Reglers setzt ein Modell des zu regelnden Systems voraus. Detaillierte physikalische Modelle sind äußerst komplex. Ein Reglerentwurf auf Basis dieser Modelle ist aufwändig und die Implementierung erfordert Zustands- und/oder Parameterschätzer. Eine ausreichende Regelgüte kann dennoch erreicht werden, wenn der Reglerentwurf auf Basis vereinfachter Ersatzmodelle erfolgt. Diese sind mathematisch einfach auszuwerten und deren Parameter können mit wenig Aufwand während des Betriebs an die zu regelnde Anlage angepasst werden.

Um den Reglerentwurf zu ermöglichen, müssen die Ersatzmodelle das Eingangs-Ausgangsverhalten zwischen den Systemeingängen Ventilquerschnitt A_{ph} und Ventilator-drehzahl n_{Vent} und den Systemausgängen Hochdruck p_h und Kältemittelaustrittstemperatur $\vartheta_{\text{GK aus}}$ abbilden. Da der relevante Systemausschnitt zwei Ein- und zwei Ausgänge aufweist, wird dieser als *Two-Input Two-Output* (TITO)-System bezeichnet.

Das Verhalten eines TITO-Systems kann mit vier Ersatzmodellen beschrieben werden. In weiten Teilen der Literatur wird das Eingangs-Ausgangsverhalten von stabilen Strecken mit *First-Order Plus Time Delay* (FOPTD)-Modellen beschrieben, siehe Åström und Hägglund (2006). Diese bestehen aus

einer gewöhnlichen Differentialgleichung erster Ordnung und einem Totzeitglied. Die einfache Struktur ermöglicht es auch Systeme höherer Ordnung mit den drei Parametern der stationären Verstärkung $K_{\text{aus, ein}}$, der Verzögerung $\tau_{\text{aus, ein}}$ und der Totzeit $L_{\text{aus, ein}}$ abzubilden. Ein TITO-System wird somit durch insgesamt zwölf Parameter beschrieben. Die Gleichungen im Zeitbereich t bzw. Frequenzbereich s lauten

$$y(t) = K_{\text{aus, ein}} u(t - L_{\text{aus, ein}}) - \tau_{\text{aus, ein}} \frac{dy(t)}{dt} \quad (4.1)$$

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = G_{\text{aus, ein}}(s) = \frac{K_{\text{aus, ein}}}{1 + \tau_{\text{aus, ein}} s} e^{-L_{\text{aus, ein}} s}. \quad (4.2)$$

Die Variable u beschreibt den Ein- und die Variable y den Ausgang des Systems. $G(s)$ repräsentiert eine Übertragungsfunktion. Die Bedeutungen der stationären Verstärkung, Verzögerung und Totzeit werden veranschaulicht in Abbildung 4.2. Diese zeigt links die verallgemeinerte Sprungantwort, also die Systemantwort auf eine Anregung, bei welcher der Eingang zum Zeitpunkt $t = 0$ von null auf eins erhöht wird (Einheitssprung). Die rechts dargestellte verallgemeinerte Impulsantwort ist dessen zeitliche Ableitung.

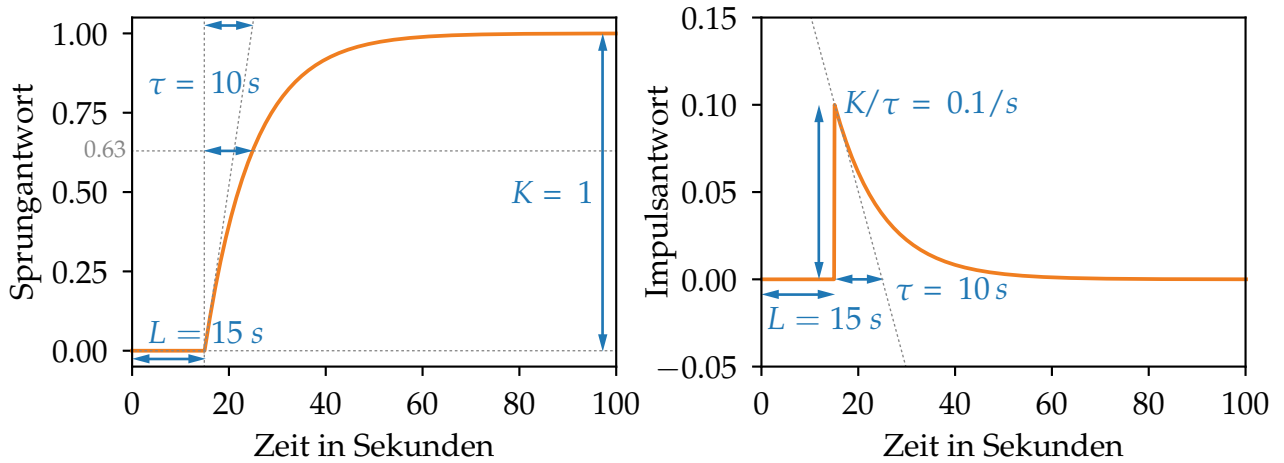


Abbildung 4.2: Sprung- und Impulsantwort eines FOPTD-Elements mit der stationären Verstärkung K , der Verzögerung τ und der Totzeit L auf eine Anregung der Höhe eins. Die Verzögerung τ ist abzulesen an den Tangenten und daran, dass die Sprungantwort zum Zeitpunkt $\tau + L$ ca. 63% des Endwerts erreicht.

Prinzipiell können direkt die Zusammenhänge zwischen den Eingängen A_{ph} und n_{Vent} und den Ausgängen ph und $\vartheta_{\text{GK aus}}$ mit FOPTD-Elementen abgebildet werden. Die Bernoulli-Gleichung 4.3 zeigt jedoch, dass der stationäre Zusammenhang zwischen der Druckdifferenz $ph - pm$ und dem Ventilquerschnitt A_{ph} stark nichtlinear ist.

$$ph - pm = \frac{1}{A_{\text{ph}}^2} \frac{\dot{m}^2}{2 \rho_{\text{GK aus}}} \quad (4.3)$$

\dot{m} beschreibt den Kältemittelmassenstrom und $\rho_{\text{GK aus}}$ die Kältemitteldichte am Austritt aus dem Gaskühler, siehe Baehr und Stephan (2013). Die Gleichung gilt für inkompressible Medien und auch annähernd für den transkritischen Betrieb (Stulgies u. a., 2008a), (Stulgies u. a., 2008b).

Damit die Werte von den Parametern des FOPTD-Modells weniger stark betriebspunktabhängig sind, wird mit dieser Gleichung der neue Systemeingang der Soll-Druckdifferenz $\Delta \hat{p}$ bestimmt.

$$\Delta \hat{p} = \frac{1}{A_{\text{ph}}^2} \frac{\dot{m}^2}{2 \rho_{\text{GK aus}}} \quad (4.4)$$

Aus regelungstechnischer Sicht entspricht dieses Vorgehen dem Vorschalten einer invertierten Kennlinie, siehe Lunze (2010a) und Schumacher (2011). Benötigt werden Messdaten bzw. Abschätzungen des Kältemittelmassenstroms \dot{m} und der Kältemitteldichte nach dem Gaskühler $\rho_{\text{GK aus}}$. Bei vielen Anwendungen sind alle zur Abschätzung notwendigen Sensoren verfügbar.

Durch die Verwendung der invertierten Kennlinie gilt für die Verstärkung $K_{\text{ph},\Delta\hat{p}} \approx 1$. Da der Mitteldruck mit einem weiteren und üblicherweise sehr schnellen Regelkreis konstant gehalten wird, siehe Abbildung 4.1, werden die Verzögerung und die Totzeit von der Umrechnung wenig beeinflusst, es gilt also $\tau_{\text{ph},A\text{ ph}} \approx \tau_{\text{ph},\Delta\hat{p}}$ und $L_{\text{ph},A\text{ ph}} \approx L_{\text{ph},\Delta\hat{p}}$.

Zusammenfassend wird das für die Regelung des TITO-Systems relevante Eingangs-Ausgangsverhalten durch die Übertragungsfunktionsmatrix $\mathbf{G}(s)$ beschrieben. Jeder Eintrag entspricht einem FOPTD-Element gemäß den Gleichungen 4.1 und 4.2.

$$\mathbf{G}(s) = \begin{bmatrix} G_{\text{ph},\Delta\hat{p}}(s) & G_{\text{ph},n\text{ Vent}}(s) \\ G_{\theta\text{ GK aus},\Delta\hat{p}}(s) & G_{\theta\text{ GK aus},n\text{ Vent}}(s) \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

Die Vermutung, dass das relevante Systemverhalten mit Hilfe von FOPTD-Modellen abgebildet werden kann, wird durch die Verläufe in Abbildung 4.3 unterstützt. Diese zeigt simulierte Sprungantworten eines detaillierten physikalischen Modells und der dazugehörigen identifizierten FOPTD-Modelle. Der qualitative Verlauf ist unabhängig davon, ob das System eine Flash-Gas-Abscheidung aufweist oder ob Ejektoren anstelle von Expansionsventilen als zentrale Expansionsorgane dienen.

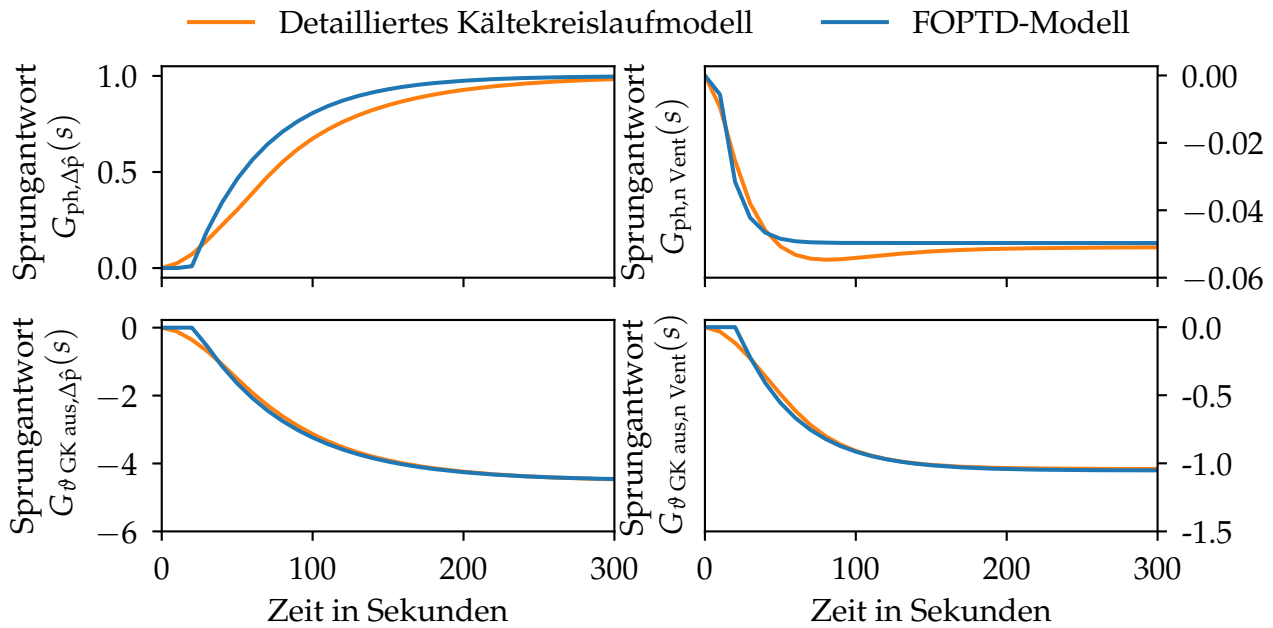


Abbildung 4.3: Typische Systemantworten auf Einheitssprung. Die Sprungantworten des detaillierten Modells sind gut mit FOPTD-Modellen zu approximieren. Deren Vorzeichen sind betriebspunktunabhängig. Dies wird später ausgenutzt bei der Wahl des Entwurfsverfahrens für den Entkopplungsregler.

Ein Vorteil der FOPTD-Ersatzmodelle gegenüber einem detaillierten Kältekreislaufmodell ist, dass die Werte der Parameter mit wenig Aufwand während des Betriebs einer Anlage identifiziert werden können. Weit verbreitet ist das *Flächenverfahren*. Dieses wird in Abschnitt A.5 hergeleitet und beschrieben. Es kann nicht angewendet werden, wenn die Sprungantwort einen einzigen und ausgeprägten Extremwert aufweist. Ein solcher Fall wird in Abbildung 4.3 dargelegt für den Einfluss der Ventilator-drehzahl n_{Vent} auf den Hochdruck ph . Aufgrund der hohen Relevanz wird in Abschnitt A.5 daher eine neuartige *Modifikation des Flächenverfahrens* entwickelt und validiert. In diesem

Zusammenhang werden auch weit verbreitete Stabilitätskennzahlen beschrieben. Diese werden bei dem Reglerentwurf berücksichtigt. Sie gewährleisten, dass die Regelkreise auch dann stabil sind, wenn das verwendete Modell die Regelstrecke nicht exakt wiedergibt. In der Regelungstechnik wird in diese Zusammenhang der Begriff *Robustheit* verwendet (Lunze, 2010a).

4.3 Umrechnungsvorschrift für FOPTD-Ersatzmodelle

Der Entwurf der Entkopplungsregler erfolgt für TITO-Systeme bestehend aus jeweils vier FOPTD-Modellen. Die insgesamt zwölf Parameter bilden das anlagenspezifische Verhalten ab und werden mit der Methode aus Abschnitt A.5 während des Anlagenbetriebs identifiziert.

Schwierig ist, dass die Parameter der Ersatzmodelle nicht nur von dem System, sondern zusätzlich von dem Betriebspunkt abhängig sind. Dies gilt insbesondere für Anlagen mit dem Kältemittel CO₂, welche sowohl sub- als auch transkritisch betrieben werden. Somit müsste der Identifikationsvorgang für ein gegebenes System vielfach wiederholt werden.

Um die Praxistauglichkeit des Ansatzes zu gewährleisten, wird eine Reduzierung der notwendigen Identifikationsvorgänge angestrebt. Hierzu werden unterschiedliche Betriebspunkte nur noch bezüglich der Umgebungstemperatur unterschieden. Das Ziel ist eine Umrechnungsvorschrift, welche ausdrückt, wie sich der Absolutwert eines FOPTD-Parameters in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur verändert. Mit dieser Vorschrift können die für ein System einmalig identifizierten Werte von den Parametern der Ersatzmodelle während des Betriebs der Anlage an die jeweils aktuelle Umgebungstemperatur angepasst werden. Die Methodik zur Entwicklung dieser Umrechnungsvorschrift ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

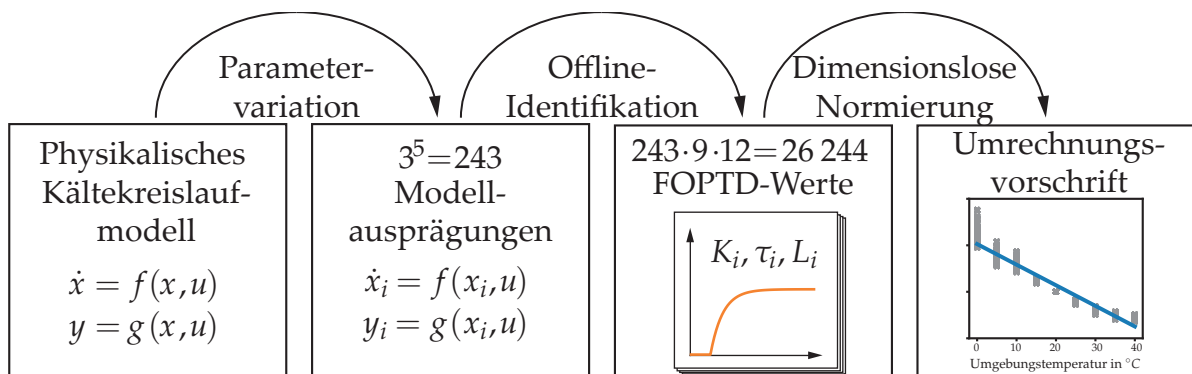


Abbildung 4.4: Zur Entwicklung der Umrechnungsvorschrift dienen zahlreiche Ausprägungen eines detaillierten Modells. Das Eingangs-Ausgangsverhalten wird mit FOPTD-Modellen abgebildet. Normierte Werte beschreiben die prozentualen Änderungen der Parameterwerte in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur.

Die Ausgangsbasis ist das bereits in Abschnitt 2.7 vorgestellte detaillierte physikalische Simulationsmodell, dessen Parameter an Herstellerdaten von dem Verdichter und dem Gaskühler angepasst sind. Es werden fünf Parameter ausgewählt, welche das Eingangs-Ausgangsverhalten zwischen dem Ventilquerschnitt bzw. der Ventilator Drehzahl und dem Hochdruck bzw. der Kältemittelaustrittstemperatur wesentlich beeinflussen. Neue Ausprägungen des Modells werden erzeugt, indem diesen Parametern die in Tabelle 4.2 aufgelisteten Werte zugewiesen werden. Insgesamt werden somit $3^5 = 243$ unterschiedliche Modellausprägungen untersucht.

Kältelast	\dot{Q}_k	50 kW	65 kW	80 kW
Druckverlustbeiwert	ζ_{Vent}	0.5	1.0	1.5
Anzahl Rohrbündel	n_{Rohr}	40	55	70
Verzögerung Ventil	$\tau_{\Delta p}$	8 s	12 s	16 s
Verzögerung Ventilator	$\tau_{n \text{ Vent}}$	8 s	12 s	16 s

Tabelle 4.2: Variation der Einflussgrößen zur Erstellung der Ausprägungen des detaillierten Modells

Die erste Einflussgröße ist die Kältelast \dot{Q}_k . Bei der Analyse werden Werte von 50 kW, 65 kW und 80 kW berücksichtigt. Diese sind in Abhängigkeit des Datenblattes des Gaskühlers gewählt und repräsentieren systemunabhängig eine niedrige, mittlere und hohe Kältelast.

Der Druckverlustbeiwert ζ_{Vent} dient zur Modellierung der luftseitigen Druckverluste im Gaskühler. Die Werte werden basierend auf dem Datenblatt eines Hersteller für Gaskühler gewählt. Erneut repräsentieren sie allgemein niedrige, hohe und mittlere spezifische Druckverluste.

Die Wärmeübertragungsfähigkeit des Gaskühlers hängt sowohl von der Geometrie, den Materialien als auch der Strömungsform bzw. den variierenden Wärmeübergangskoeffizienten ab. Der Gaskühler ist modelliert als Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager. Als analoge Größe zu der Wärmeübertragungsfähigkeit wird die Anzahl der Rohrbündel n_{Rohr} variiert.

Wichtig für den Reglerentwurf sind zudem die dynamischen Verhaltensweisen der Stellglieder. Insbesondere bei Ventilen gibt es große Unterschiede bezüglich der Ansteuerungsgeschwindigkeit. Das dynamische Verhalten wird in Form von Differentialgleichungen erster Ordnung mit Einheitsverstärkung und unterschiedlichen Zeitkonstanten abgebildet. Die zugehörigen Verzögerungen sind $\tau_{\Delta p}$ für das Ventil und $\tau_{n \text{ Vent}}$ für die Ventilatoren des Gaskühlers.

Alle diese 243 detaillierten Modellausprägungen werden mit einer Offline-Identifikation mit der in Abschnitt A.5 beschriebenen Methode in vereinfachte Ersatzmodelle überführt. Die Identifikation erfolgt für 9 Umgebungstemperaturen zwischen 0 °C und 40 °C. Somit werden $243 \cdot 9 = 2187$ Systemuntersuchungen vorgenommen. Das Verhalten eines Systems wird bei einer Umgebungstemperatur durch 4 FOPTD-Elemente, und somit $4 \cdot 3 = 12$ Parameter beschrieben. Insgesamt werden somit $2187 \cdot 12 = 26\,244$ Parameterwerte betrachtet.

Der Grundgedanke für die Umrechnungsvorschrift wird durch Abbildung 4.5 deutlich. Die Werte von zwei FOPTD-Parametern sind für zwei verschiedene Modellausprägungen in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur aufgetragen. Man erkennt, dass die konkreten Werte zwischen den Ausprägungen zwar stark variieren, diese jedoch qualitativ einen ähnlichen Verlauf aufweisen.

Die Umrechnungsvorschrift wird ermittelt, indem die Werte dimensionslos normiert werden. Für alle 243 Modellausprägungen und alle 12 FOPTD-Parameter wird wie folgt vorgegangen: Die in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur resultierenden Werte des FOPTD-Parameters werden durch denjenigen Wert dividiert, welcher aus der mittleren Temperatur von 20 °C resultiert.

Die Ergebnisse der Normierung sind in den Abbildungen 4.6 und 4.7 dargestellt. Resultierend aus dem Vorgehen werden bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C jeweils 100 % erreicht. Eindeutige und starke Abhängigkeiten zu der Umgebungstemperatur sind mit blauen Regressionsgeraden dargestellt. Diese Approximationen repräsentieren die lineare Umrechnungsvorschrift. Uneindeutige und schwache bzw. schwer abzubildende Abhängigkeiten sind mit den orangen Regressionsgeraden approximiert. Sie werden bei der Umrechnungsvorschrift nicht berücksichtigt.

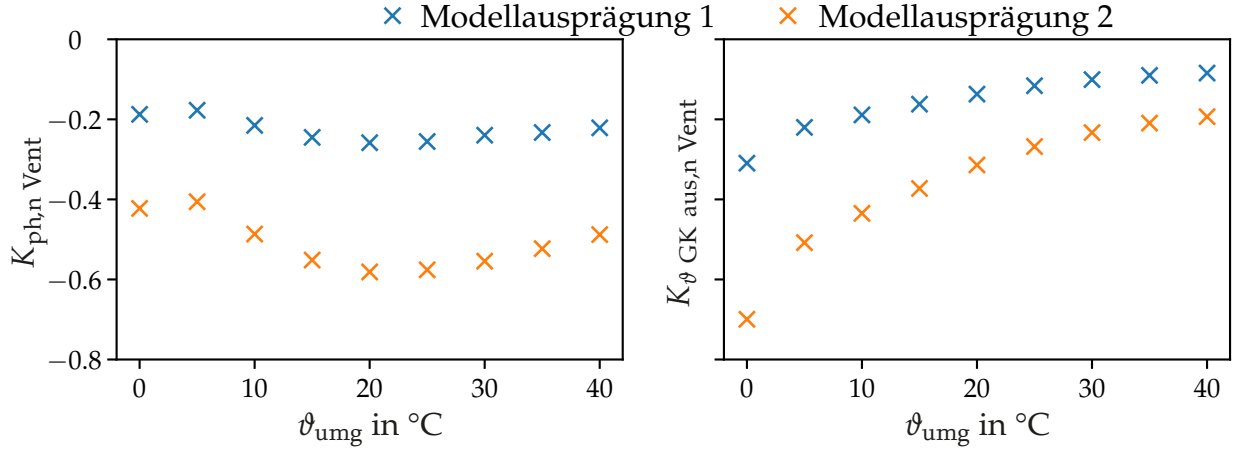


Abbildung 4.5: Die FOPTD-Parameter von verschiedenen Modellausprägungen weisen ein qualitativ ähnliches Verhalten in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ϑ_{umg} auf

Abbildung 4.6 veranschaulicht, dass sämtliche FOPTD-Parameter, welche den Einfluss auf den Hochdruck ph beschreiben, keine betriebspunktabhängige Umrechnung der FOPTD-Parameter erfordern. Dies betrifft zunächst den Einfluss der Soll-Druckdifferenz $\Delta\hat{p}$. Durch die Linearisierung der Bernoulli-Gleichung aus Abschnitt 4.2 sind die Werte für $K_{ph,\Delta\hat{p}}$ konstant. Sowohl die Werte für $\tau_{ph,\Delta\hat{p}}$ als auch für $L_{ph,\Delta\hat{p}}$ weisen keinen eindeutigen Trend bzw. nur eine schwache Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur auf. Neben dem Einfluss der Soll-Druckdifferenz ist auch derjenige der Ventilardrehzahl n_{Vent} auf den Hochdruck nur geringfügig abhängig vom Betriebspunkt. Die stationäre Verstärkung $K_{ph,n \text{ Vent}}$ weist keinen Trend auf. Ähnliches gilt für $\tau_{ph,n \text{ Vent}}$. Ausschließlich bei den Werten von $L_{ph,n \text{ Vent}}$ ist eine eindeutige negative lineare Abhängigkeit zu der Umgebungstemperatur zu verzeichnen. Diese fällt jedoch gering aus, weshalb keine Berücksichtigung in der Umrechnungsvorschrift erfolgt.

Abbildung 4.7 belegt, dass für die Kältemitteltemperatur $\vartheta_{\text{GK aus}}$ Umrechnungen erforderlich sind. Der stationäre Einfluss $K_{\theta \text{ GK aus},\Delta\hat{p}}$ der Soll-Druckdifferenz $\Delta\hat{p}$ ist im subkritischen höher als im transkritischen Betrieb. Die Ursache ist, dass Druckanstiege im subkritischen Betrieb die Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager stark erhöhen. Das dynamische Verhalten hat keinen signifikanten Trend, sodass keine Umrechnungen für $\tau_{\theta \text{ GK aus},\Delta\hat{p}}$ und $L_{\theta \text{ GK aus},\Delta\hat{p}}$ erfolgen. Auch der stationäre Einfluss $K_{\theta \text{ GK aus},n \text{ Vent}}$ der Ventilardrehzahl n_{Vent} auf die Kältemitteltemperatur ist im subkritischen Betrieb stärker. Mit sinkenden Umgebungstemperaturen steigen zudem die Werte für die Verzögerung $\tau_{\theta \text{ GK aus},n \text{ Vent}}$ und die Totzeit $L_{\theta \text{ GK aus},n \text{ Vent}}$. Zusammengefasst ist der Einfluss der Ventilardrehzahl auf die Kältemitteltemperatur im subkritischen Betrieb somit langsamer, jedoch stärker. Dieser Zusammenhang wird durch die Umrechnungsvorschrift erfasst.

Die in Abbildung 4.7 dargestellten und von der Umrechnungsvorschrift erfassten Zusammenhänge zwischen den Parameterwerten der FOPTD-Modelle und der Umgebungstemperatur sind in vielen Fällen physikalisch interpretierbar. Beispielsweise sind die mit steigenden Umgebungstemperaturen sinkenden Einflüsse auf die stationären Verstärkungen $K_{\theta \text{ GK aus},\Delta\hat{p}}$ und $K_{\theta \text{ GK aus},n \text{ Vent}}$ auf veränderte mittlere Temperaturdifferenzen in dem Gaskühler zurückzuführen. Dies ist unabhängig von der konkreten Systemverschaltung und davon, ob eine Flash-Gas-Abscheidung erfolgt oder ob das Expansionsventil hinter dem Gaskühler durch einen Ejektor ersetzt wird. Somit ist die Übertragbarkeit der Umrechnungsvorschrift auf entsprechende Anlagen gewährleistet.

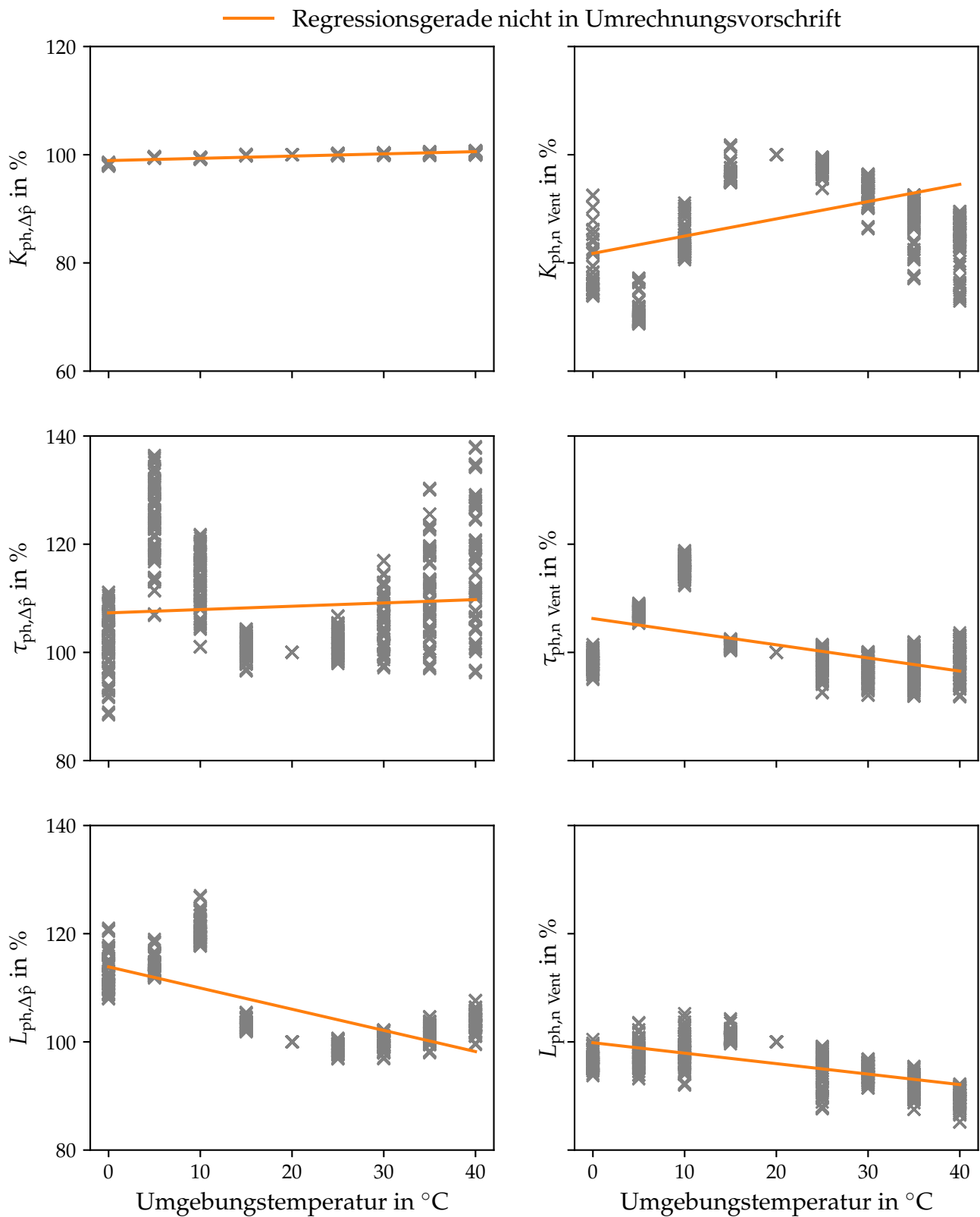


Abbildung 4.6: Umrechnungsvorschrift für die den Hochdruck beeinflussenden FOPTD-Parameter. Da keine starken und eindeutigen linearen Abhängigkeiten zu der Umgebungstemperatur vorliegen, werden die Regressionsgeraden nicht in der Umrechnungsvorschrift berücksichtigt.

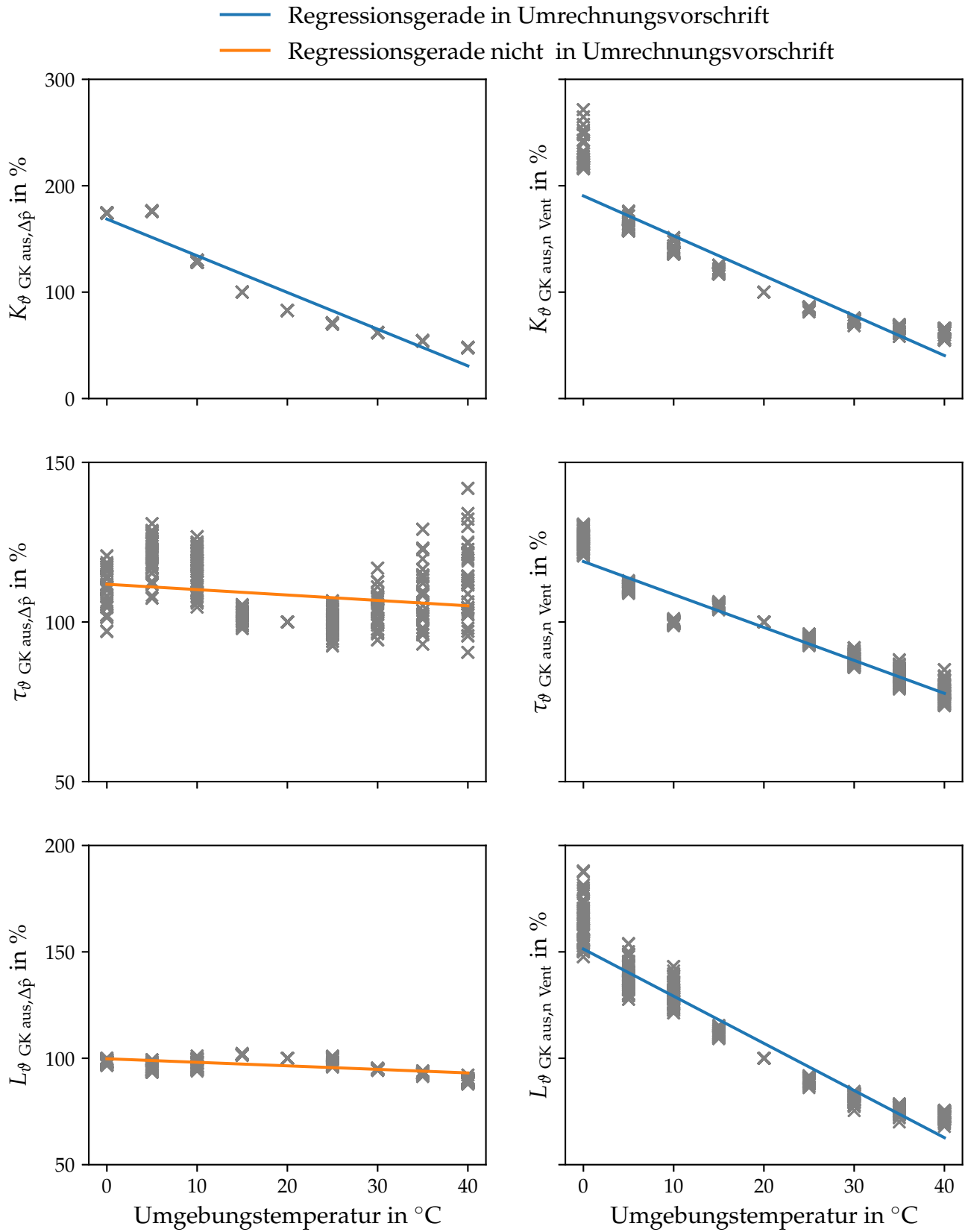


Abbildung 4.7: Umrechnungsvorschrift für die den Hochdruck beeinflussenden FOPTD-Parameter. Die blauen Regressionsgeraden veranschaulichen die starken und linear angenäherten Abhängigkeiten zu der Umgebungstemperatur, welche in der Umrechnungsvorschrift berücksichtigt werden.

Gestützt durch die große Datenmenge wird davon ausgegangen, dass die mit der Umrechnungsvorschrift abgebildeten Zusammenhänge weitestgehend systemunabhängig sind. Die Umrechnungsvorschrift könnte verfeinert werden, indem neben der Umgebungstemperatur die weiteren in Tabelle 4.2 aufgelisteten Einflussfaktoren berücksichtigt würden. Die Simulationsergebnisse in Abschnitt 4.7 zeigen jedoch, dass bereits die alleinige Berücksichtigung der Umgebungstemperatur signifikante, und in vielen Fällen ausreichende, Verbesserungen der Regelgüte ermöglicht.

Die Verbesserungen der Regelgüte werden erreicht, indem die Entkopplungsregler bei einer variierenden Umgebungstemperatur an die – mit Hilfe der Umrechnungsvorschrift ermittelten – Veränderungen der FOPTD-Parameter angepasst werden. Es wird empfohlen, diese Anpassung an die Umgebungstemperatur kontinuierlich während des Betriebs durchzuführen. Verbesserungen der Regelgüte sind dennoch bereits zu erwarten, falls nur zwischen zwei Umgebungstemperaturen, bzw. einem sub- und transkritischen Betrieb, unterschieden wird.

4.4 Entkopplungsregler für TITO Systeme

Die Auswahl eines geeigneten Entwurfsverfahrens für Entkopplungsregler ist zentral für die Prozesskette. Vorgestellt werden im Folgenden die *Vereinfachte Stationäre Entkopplung*, die *Vereinfachte Dynamische Entkopplung* und die *Zentralisierte Inverse Entkopplung*. Zwei weitere Verfahren werden in den Abschnitten A.6 und A.7 beschrieben. Die Ansätze werden einer Regelung mit einschleifigen Regelkreisen gegenübergestellt, welche als *Dezentrale Regelung* bezeichnet wird.

Die Ausführungen im Rahmen dieser Arbeit beschränken sich auf die Regelung von TITO-Systemen bestehend aus vier FOPTD-Übertragungsfunktionen. Die aus der Literatur entnommenen Ansätze zum Entwurf der Entkopplungsregler sind teilweise anwendbar auf Systeme mit weiteren Ein- und Ausgängen und auf Systeme, bei denen die Übertragungsfunktionen nicht zwingend eine FOPTD-Struktur aufweisen. Durch die Beschränkung auf TITO-Systeme und FOPTD-Modelle sind die im Folgenden dargelegten Gleichungen gegenüber der Literatur teilweise stark vereinfacht.

Dezentrale Regelung

Die *Dezentrale* bzw. *einschleifige Regelung* stellt ein Verfahren dar, bei welchem die Regelgrößen durch voneinander unabhängige Eingrößenregler geregelt werden. Dieses Verfahren ist im Bereich der Kältetechnik sehr weit verbreitet und stellt den Referenzfall dar. Der Signalfluss ist in dem Blockschaltbild in Abbildung 4.8 dargestellt. Im Idealfall erfordert der Reglerentwurf nur Informationen über die Hauptkopplungen $G_{1,1}(s)$ und $G_{2,2}(s)$ der Übertragungsfunktionsmatrix $\mathbf{G}(s)$, siehe Gleichung 4.5. Die wesentlichen Vorteile einer Dezentralen Regelung sind eine einfache Arbeitsweise, eine hohe Robustheit, eine einfache Umsetzbarkeit von Anti-Wind-Up Strategien (Garrido u. a., 2014) und die Möglichkeit Regelkreise unabhängig voneinander zu- und abzuschalten (Gagnon u. a., 1998). Dezentrale einschleifige Regelkreise sind zu vermeiden, wenn die Querkopplungen $G_{1,2}(s)$ und $G_{2,1}(s)$ signifikant sind oder wenn eine sehr hohe Regelgüte angestrebt wird.

Vereinfachte Stationäre Entkopplung

Die *Vereinfachte Entkopplung* wurde in Luyben (1970) vorgestellt. Zwischen den Reglern und der Strecke wird ein Entkopplungselement $\mathbf{D}(s)$ geschaltet, siehe Abbildung 4.9. Im Falle der *Vereinfachten Stationären Entkopplung* wird ein Entkoppler $\mathbf{D}(0)$ gemäß Gleichung 4.6 gewählt. Die Variablen $K_{i,j}$ sind hierbei die stationären Verstärkungen, siehe die Gleichungen 4.1 und 4.2.

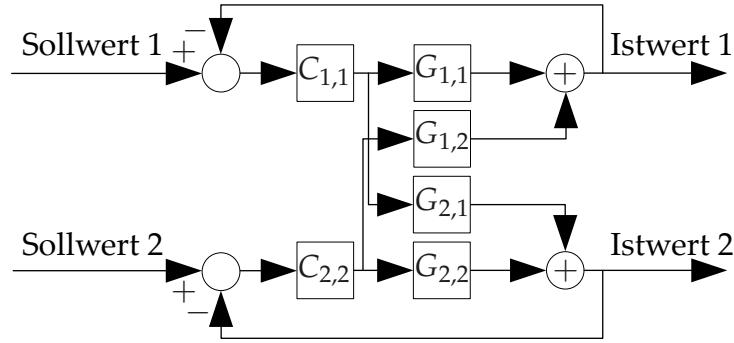


Abbildung 4.8: Blockschaltbild der Dezentralen Regelung. Die Blöcke G sind FOPTD-Elemente und die Blöcke C Reglerelemente.

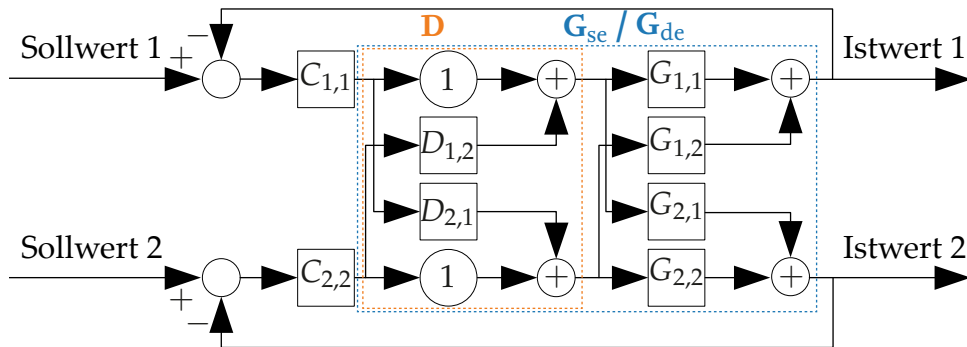


Abbildung 4.9: Blockschaltbild der Vereinfachten Entkopplung. Die Blöcke G sind FOPTD-Elemente, die Blöcke C Regler- und die Blöcke D Entkopplerelemente.

$$\mathbf{D}(0) = \begin{bmatrix} 1 & D_{1,2} \\ D_{2,1} & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{G_{1,2}(0)}{G_{1,1}(0)} \\ -\frac{G_{2,1}(0)}{G_{2,2}(0)} & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{K_{1,2}}{K_{1,1}} \\ -\frac{K_{2,1}}{K_{2,2}} & 1 \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Die zwei Regler werden für die Hauptdiagonalelemente der neuen Übertragungsfunktionsmatrix $\mathbf{G}_{se}(s)$ nach Gleichung 4.7 ausgelegt. In Gleichung 4.8 ist zu erkennen, dass die Hauptdiagonalelemente aus Summen bzw. Differenzen von FOPTD-Elementen bestehen.

$$\mathbf{G}_{se}(s) = \mathbf{G}(s) \mathbf{D}(0) \quad (4.7)$$

$$= \begin{bmatrix} G_{1,1}(s) - G_{1,2}(s) \frac{G_{2,1}(0)}{G_{2,2}(0)} & G_{1,2}(s) - G_{1,1}(s) \frac{G_{1,2}(0)}{G_{1,1}(0)} \\ G_{2,1}(s) - G_{2,2}(s) \frac{G_{2,1}(0)}{G_{2,2}(0)} & G_{2,2}(s) - G_{2,1}(s) \frac{G_{1,2}(0)}{G_{1,1}(0)} \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

Im Stationären sind die Nebendiagonalelemente null und das System ist vollständig entkoppelt. Weisen die Nebenkopplungen ähnliche Dynamiken wie die Hauptkopplungen auf, ist das System $\mathbf{G}_{se}(s)$ auch dynamisch gut entkoppelt (Lunze, 2010b). Ein Vorteil des Verfahrens ist die geringe Komplexität der Entkopplerelemente (Ben Hariz und Bouani, 2015) und die Tatsache, dass für den Reglerentwurf keine Kenntnisse über die dynamischen Eigenschaften der Querkopplungen von $\mathbf{G}_{se}(s)$ erforderlich sind. Zudem ist ein Anti-Windup einfach zu implementieren (Gagnon u. a., 1998). Eine Weiterentwicklung des Verfahrens ist in Abschnitt A.6 beschrieben.

Vereinfachte Dynamische Entkopplung

Das Blockschaltbild der *Vereinfachten Dynamischen Entkopplung* ist unverändert zu der Vereinfachten Stationären Entkopplung und entspricht Abbildung 4.9. Zentral ist die Verwendung eines

dynamischen Entkopplers $\mathbf{D}(s)$.

$$\mathbf{D}(s) = \begin{bmatrix} 1 & D_{1,2}(s) \\ D_{2,1}(s) & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{G_{1,2}(s)}{G_{1,1}(s)} \\ -\frac{G_{2,1}(s)}{G_{2,2}(s)} & 1 \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

Die Regler werden für die Diagonalelemente der neuen Übertragungsfunktionsmatrix $\mathbf{G}_{de}(s)$ ausgelegt. Diese bestehen aus Differenzen, Produkten und Quotienten von FOPTD-Elementen.

$$\mathbf{G}_{de}(s) = \mathbf{G}(s) \mathbf{D}(s) \quad (4.10)$$

$$= \begin{bmatrix} G_{1,1}(s) - G_{1,2}(s) \frac{G_{2,1}(s)}{G_{2,2}(s)} & 0 \\ 0 & G_{2,2}(s) - G_{2,1}(s) \frac{G_{1,2}(s)}{G_{1,1}(s)} \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

Durch den dynamischen Entkoppler sind die Nebendiagonalelemente von $\mathbf{G}_{de}(s)$ null und das System ist auch dynamisch vollständig entkoppelt. Erneut ist ein Anti-Windup einfach zu implementieren (Gagnon u. a., 1998). Nachteilig ist, dass die Initialisierung des Entkopplers mathematisch schwierig ist, wenn der Entkopplungsregler während des Betriebs der Anlage aktiviert wird (Gagnon u. a., 1998).

Zentralisierte Inverse Entkopplung

Die *Inverse Entkopplung* wird von Weischedel und Mcavoy (1980) und Wade (1997) verwendet. Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf die *Zentralisierte Inverse Entkopplung* nach Chen und Zhang (2007) bzw. Garrido u. a. (2011b), Garrido u. a. (2011a) und Garrido u. a. (2013).

Das Blockschaltbild der *Zentralisierten Inversen Entkopplung* ist dargestellt in Abbildung 4.10.

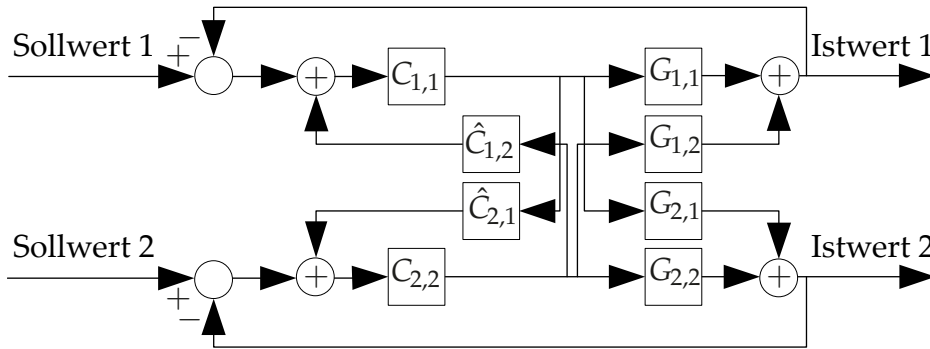


Abbildung 4.10: Blockschaltbild der Zentralisierten Inversen Entkopplung. Die Blöcke G sind FOPTD-Elemente, die Blöcke C PI-Regler und die Blöcke \hat{C} DT1-Glieder mit Totzeit.

Die Reglerelemente $\hat{C}_{1,2}(s)$ und $\hat{C}_{2,1}(s)$ sind DT1-Glieder zuzüglich Totzeiten und haben die Übertragungsfunktion

$$\hat{C}_{i,j}(s) = \frac{-\hat{k}_{i,j} s}{\hat{\tau}_{i,j} s + 1} e^{-\hat{L}_{i,j} s} \quad i \neq j. \quad (4.12)$$

Die dazugehörigen Parameter werden mit den Gleichungen 4.13 bis 4.15 berechnet.

$$\hat{k}_{i,j} = \frac{K_{i,j}}{k_i} \quad i \neq j \quad (4.13)$$

$$\hat{\tau}_{i,j} = \tau_{i,j} \quad i \neq j \quad (4.14)$$

$$\hat{L}_{i,j} = L_{i,j} - L_i \quad i \neq j \quad (4.15)$$

Die Variablen $K_{i,j}$, $\tau_{i,j}$ und $L_{i,j}$ beziehen sich auf die Strecke, siehe erneut die Gleichungen 4.1 und 4.2. Die Variable L_i ist innerhalb derjenigen Totzeiten zu wählen, welche Teil der Übertragungsfunktionen der Zeile i in der Übertragungsfunktionsmatrix $\mathbf{G}(s)$ sind.

$$\min(L_{i,j}) \leq L_i \leq \max(L_{i,j}) \quad j = 1, 2 \quad (4.16)$$

Die Elemente $C_{1,1}(s)$ und $C_{2,2}(s)$ sind PI-Regler mit der Übertragungsfunktion

$$C_{i,i}(s) = k_{P\ i,i} + \frac{k_{I\ i,i}}{s} = k_{P\ i,i} \cdot \left(1 + \frac{\tau_{N\ i,i}}{s}\right). \quad (4.17)$$

k_P ist der Proportional- und k_I der Integralanteil. τ_N wird als Nachstellzeit bezeichnet. Die Parameter der PI-Regler werden auf Basis der FOPTD-Elemente $G_{1,1}(s)$ und $G_{2,2}(s)$, welche die Hauptdiagonale der Übertragungsfunktionsmatrix $\mathbf{G}(s)$ bilden, berechnet.

$$k_{P\ i,i} = \tau_{i,i} \frac{k_i}{K_{i,i}} \quad (4.18)$$

$$\tau_{N\ i,i} = \tau_{i,i} \quad (4.19)$$

Die Verstärkungsfaktoren k_1 und k_2 werden gemäß Gleichung 4.20 in Abhängigkeit der gewünschten Amplitudenreserven $A_{m\ 1}$ und $A_{m\ 2}$ gewählt. Hohe Amplitudenreserven führen zu einer robusten, jedoch langsamen Regelung, siehe Abschnitt A.5.

$$k_i = \frac{\pi}{2 A_{m\ i} L_i} \quad (4.20)$$

Zwei Nachteile stehen der Anwendung der Zentralisierten Inversen Entkopplung entgegen, beide werden in Abschnitt 4.5 bewertet. Erstens ist es erforderlich, dass die Regler $C_{i,i}$ denjenigen Übertragungsfunktionen zugewiesen werden, welche in der Zeile i der Übertragungsfunktionsmatrix die geringste Totzeit haben. Zweitens kann die Zentralisierte Inverse Entkopplung nur zur Regelung von Strecken ohne Nullstellen mit positivem Realteil verwendet werden. Andernfalls würden in dem Regler Polstellen mit positivem Realteil, und somit aufklingende Exponentialfunktionen, entstehen (Garrido u. a., 2011b). Nullstellen entsprechen denjenigen Frequenzen, welche von einem System nicht übertragen werden. Da FOPTD-Elemente keine Nullstellen haben, entstehen sie durch die Überlagerung von parallelen Ursache-Wirkungsketten. Für Systeme mit einer gleichen Anzahl von Ein- und Ausgängen werden Übertragungsnullstellen gemäß Lunze (2010b) berechnet mit

$$\det(\mathbf{G}(s)) = 0. \quad (4.21)$$

Die Vorteile der Zentralisierten Inversen Entkopplung sind, dass die Auslegung von PI-Reglern keine Approximationen erfordert. Im Gegensatz zu der Vereinfachten Entkopplung ist die Regelung der zweiten Größe nicht beeinflusst davon, ob der erste Regler aufgrund von Wartungsarbeiten deaktiviert ist et vice versa (Gagnon u. a., 1998).

4.5 Auswahl vorteilhafter Entkopplungsregler

Wie in Abschnitt 4.4 anhand von Übertragungsfunktionsmatrizen wie Gleichung 4.11 gezeigt wurde, verringert eine Entkopplung die Einflüsse der unerwünschten systeminhärenten Nebenkopplungen.

Die eigentlichen Regler sind weiterhin für die Hauptkopplungen auszulegen. Der Nachteil vieler Entkopplungsverfahren ist, dass sie eine steigende Komplexität dieser Hauptkopplungen bewirken. Anstatt aus den identifizierten FOPTD-Elementen, bestehen diese nun aus Summen und Produkten von Übertragungsfunktionen.

Gemäß des *Internal Model Control* besteht ein Zusammenhang zwischen der Komplexität des Reglers und des zu regelnden Systems. Eine hohe Regelgüte ist nur erreichbar, wenn der Regler über ein ausreichend akkurates Modell des zu regelnden Systems verfügt (Rivera u. a., 1986).

Zur Regelung von reinen FOPTD-Elementen sind PI- und PID-Regler geeignet (Åström und Hägglund, 2006). Im Rahmen dieses Abschnitts wird untersucht, ob und wann diese simplen Regler auch für die nun komplexeren Hauptkopplungen ausgelegt werden können. Die Bewertung erfolgt mit neuartigen quantitativen Kriterien auf Basis der Parameterwerte von den FOPTD-Elementen. Die Kriterien sind allgemein, auch für Anwendungen außerhalb der Thermodynamik, anwendbar. Die folgende Auswertung bezieht sich dennoch schwerpunktmäßig auf die Regelung des Hochdrucks und der Kältemittelaustrittstemperatur am Gaskühler von CO₂-Kompressionskältekreisläufen.

Sämtliche in diesem Abschnitt dargelegten Ausführungen bezüglich der Vereinfachten Stationären Entkopplung gelten auch für die in Abschnitt A.6 vorgestellte Modifikation der *Vereinfachten Stationären Entkopplung nach Åström u. a. (2001)*. Die Bewertung der in Abschnitt A.7 vorgestellten *Zentralisierten PID-Regelung* erfolgt in Abschnitt A.8.

Bei der Beurteilung hilfreich ist der in Åström und Hägglund (2006) eingeführte Monotonie-Index m_I . Dieser bezieht sich auf die in Abschnitt 4.2 eingeführte Impulsantwort. Gemäß Åström und Hägglund (2006) können PID-Regler nur solche Elemente sinnvoll regeln, für die gilt

$$m_I = \left| \frac{\int_0^\infty \text{Impulsantwort}(t) dt}{\int_0^\infty |\text{Impulsantwort}(t)| dt} \right| \geq 0.8. \quad (4.22)$$

In Abbildung 4.11 sind Sprungantworten von Systemen dargestellt, welche die geforderte Monotonie exakt erreichen. Vereinfacht gesagt können PID-Regler nur verwendet werden, wenn die Sprungantwort des Systems keine starken Über- bzw. Unterschwinger aufweist. Unterschwinger entstehen bei sogenannten nichtminimalphasigen Systemen, siehe Lunze (2010a).

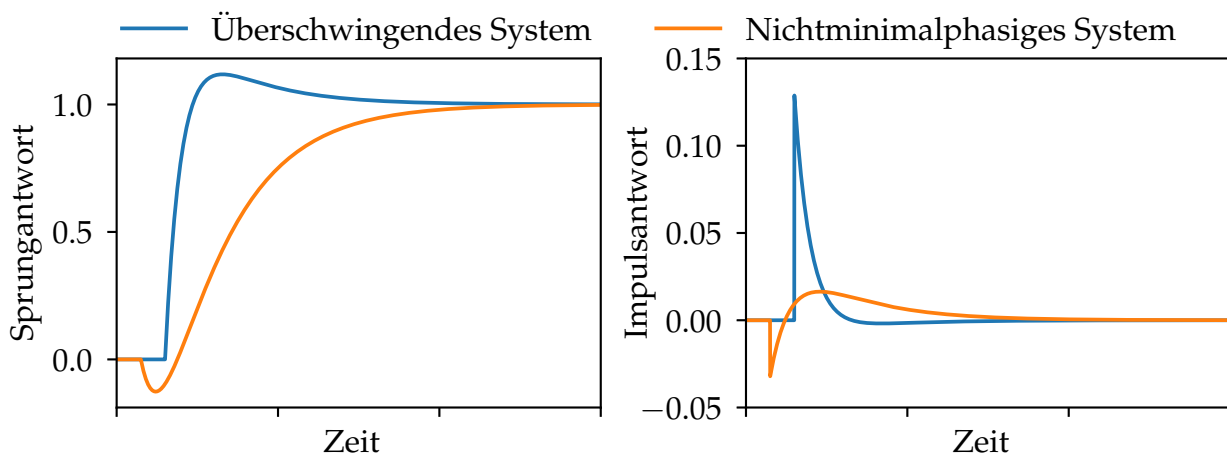


Abbildung 4.11: Sprungantworten von Systemen, welche die geforderte Monotonie $m_I = 0.8$ exakt erreichen und für welche nach Åström und Hägglund (2006) PID-Regler noch sachgemäß sind

Vereinfachte Stationäre Entkopplung

Bei der Vereinfachten Stationären Entkopplung werden die Regler für die Hauptdiagonalelemente der Matrix $\mathbf{G}_{se}(s)$ ausgelegt.

$$G_{se\ 1,1}(s) = G_{1,1}(s) - G_{1,2}(s) \frac{G_{2,1}(0)}{G_{2,2}(0)} \quad (4.23)$$

$$G_{se\ 2,2}(s) = G_{2,2}(s) - G_{2,1}(s) \frac{G_{1,2}(0)}{G_{1,1}(0)} \quad (4.24)$$

Beide Terme bestehen aus Summen von FOPTD-Elementen. Der Monotonie-Index m_I ist immer eins, und PID-Regler somit verwendbar, falls die Summanden dasselbe Vorzeichen aufweisen. Dies ist äquivalent zu

$$K_{1,1} \cdot K_{1,2} \cdot K_{2,1} \cdot K_{2,2} < 0. \quad (4.25)$$

Wie in Abbildung 4.3 beispielhaft dargestellt, ist diese Bedingung für die relevante Regelaufgabe stets erfüllt, da für den CO₂-Kompressionskältekreislauf gilt

$$K_{ph,\Delta\hat{p}} > 0, K_{ph,n\ Vent} < 0, K_{\vartheta\ GK\ aus,\Delta\hat{p}} < 0, K_{\vartheta\ GK\ aus,n\ Vent} < 0. \quad (4.26)$$

Zur Regelung des Hochdrucks und der Kältemitteltemperatur ist die Vereinfachte Stationäre Entkopplung in Kombination mit PID-Reglern somit anwendbar. Da PI- und PID-Regler hierfür gut auszulegen sind (Åström und Hägglund, 2006), bietet sich eine Approximation der Gleichungen 4.23 und 4.24 mit FOPTD-Elementen an. Ein neuartiges und sehr einfaches Verfahren wird beschrieben in Abschnitt A.9.

In Fällen, bei denen Gleichung 4.25 nicht gilt und die Summanden unterschiedliche Vorzeichen aufweisen, kann die Monotonie berechnet werden zu

$$m_{I\ i,i} = \left| \frac{K_{i,i} - K_{i,j} K_{j,i} / K_{j,j}}{K_{i,i} \cdot \left(1 - 2 e^{-\frac{x_{i,i}}{\tau_{i,i}}}\right) - K_{i,j} K_{j,i} / K_{j,j} \cdot \left(1 - 2 e^{-\frac{x_{i,i} + L_{i,i} - L_{i,j}}{\tau_{i,j}}}\right)} \right| \quad (4.27)$$

$$x_{i,i} = \frac{\ln \left(\frac{K_{j,j} K_{i,i} \tau_{j,i}}{K_{j,i} K_{i,j} \tau_{j,j}} \right) \tau_{j,j} \tau_{j,i} + \tau_{j,j} \cdot (L_{j,j} - L_{j,i})}{\tau_{j,i} - \tau_{j,j}}. \quad (4.28)$$

Die Herleitung dieser Gleichungen ist in Abschnitt A.10. Sämtliche Überlegungen sind direkt übertragbar auf die Vereinfachte Stationäre Entkopplung nach Åström u. a. (2001) in Abschnitt A.6.

Vereinfachte Dynamische Entkopplung

Bei der Auslegung der Vereinfachten Dynamischen Entkopplung steigt die Komplexität bei der Berechnung des Entkopplers.

$$D_{1,2}(s) = -\frac{G_{1,2}(s)}{G_{1,1}(s)} \quad (4.29)$$

$$D_{2,1}(s) = -\frac{G_{2,1}(s)}{G_{2,2}(s)} \quad (4.30)$$

Liegen die identifizierten Übertragungsfunktionen in Form von FOPTD-Elementen vor, werden die Entkoppler um jeweils eine Pol- und eine Nullstelle erweitert. Zentral sind die Beschränkungen bei der Anwendbarkeit. Die Elemente sind nur dann kausal, wenn die resultierenden Totzeiten positiv sind und somit gilt

$$L_{1,1} \leq L_{1,2} \wedge L_{2,2} \leq L_{2,1}. \quad (4.31)$$

Bei CO₂-Kältekreisläufen ist diese Gleichung nicht immer erfüllt, da das Ventil die Austrittstemperatur schneller beeinflussen kann als Ventilatorumdrehzahl, also $L_{\vartheta \text{ GK aus,n Vent}} \geq L_{\vartheta \text{ GK aus,n \Delta p}}$.

Die Berechnung der Hauptdiagonalelemente in Gleichung 4.11 erfordert Subtraktionen, Multiplikationen und Divisionen von FOPTD-Elementen.

$$G_{\text{de } 1,1} = G_{1,1}(s) - G_{1,2}(s) \frac{G_{2,1}(s)}{G_{2,2}(s)} \quad (4.32)$$

$$G_{\text{de } 2,2} = G_{2,2}(s) - G_{2,1}(s) \frac{G_{1,2}(s)}{G_{1,1}(s)} \quad (4.33)$$

Aufgrund der hohen Komplexität wird auf die Berechnung der Monotonie verzichtet. Alternativ werden die zweiten Summanden genauer betrachtet. Das Ziel sind Bewertungen, ob diese Terme mit simplen Modellen zu approximieren sind. Wenn Gleichung 4.31 gilt, resultiert eine positive Totzeit und die Terme sind kausal. Mit Hilfe der Regel der *Konstanten Summe der generalisierten Zeitkonstante*, siehe Isermann (1992), kann eine Ersatzzeitkonstante abgeschätzt werden. Hierbei werden die Zeitkonstanten im Nenner aufaddiert und die Zeitkonstanten im Zähler von dieser Summe subtrahiert. Resultiert eine positive Ersatzzeitkonstante, ist die Approximierbarkeit mit Verzögerungselementen bzw. FOPTD-Modellen, und somit die Anwendbarkeit von PID-Reglern, wahrscheinlich. Dies führt direkt zu der Anforderung

$$\tau_{2,2} < \tau_{1,2} + \tau_{2,1} \wedge \tau_{1,1} < \tau_{1,2} + \tau_{2,1}. \quad (4.34)$$

Bei den untersuchten Kältekreisläufen sind diese Anforderungen prinzipiell erfüllt. Der Einfluss des Ventils auf den Druck ist vergleichsweise schnell und die Zeitkonstante $\tau_{\text{ph}, \Delta p}$ somit gering. Des Weiteren beeinflusst die Ventilatorumdrehzahl die Temperatur schneller als den Druck, also $\tau_{\vartheta \text{ GK aus,n Vent}} < \tau_{\text{ph}, \text{n Vent}}$. Aufgrund der bereits erwähnten Problematik bezüglich der Kausalität des Entkopplers und Gleichung 4.31 ist die *Vereinfachte Dynamische Entkopplung* dennoch nicht allgemein für die Regelung der untersuchten Kältekreisläufe zu empfehlen.

Zentralisierte Inverse Entkopplung

Ein wesentlicher Vorteil der Zentralisierten Inversen Entkopplung ist die Möglichkeit PI-Regler ohne Approximationen auslegen zu können. Die Anwendbarkeit wird jedoch eingeschränkt durch die festgelegte Zuordnung von den Elementen von Regler und Strecke. Der für den Ausgang i verwendete PI-Regler ist derjenigen Übertragungsfunktion mit der geringsten Totzeit in der Zeile i der Übertragungsfunktionsmatrix zuzuweisen. Dies ist möglich, wenn gilt

$$L_{1,1} \leq L_{1,2} \wedge L_{2,2} \leq L_{2,1}. \quad (4.35)$$

In diesem Fall ist der Ausgang i des Systems am schnellsten durch den Eingang i zu beeinflussen. Falls der Ausgang i am schnellsten durch den Eingang j zu beeinflussen ist, muss gelten

$$L_{1,2} \leq L_{1,1} \wedge L_{2,1} \leq L_{2,2}. \quad (4.36)$$

Durch einen Wechsel der Zuordnung ist die Zentralisierte Inverse Entkopplung erneut anwendbar. Probleme entstehen, wenn die Systemeigenschaften betriebspunktabhängig sind und die Zuordnung während des Betriebs anzupassen ist. Dass dies für CO₂-Kältekreisläufe möglich ist, wird deutlich an den Abbildungen 4.6 und 4.7. Beispielsweise kann bei niedrigen Umgebungstemperaturen $L_{\vartheta \text{ GK aus}, \Delta \hat{p}} < L_{\vartheta \text{ GK aus}, n \text{ Vent}}$ und bei hohen Umgebungstemperaturen $L_{\vartheta \text{ GK aus}, \Delta \hat{p}} > L_{\vartheta \text{ GK aus}, n \text{ Vent}}$ gelten.

Damit die Zentralisierte Inverse Entkopplung anwendbar ist, darf die Determinante der Übertragungsfunktionsmatrix keine Nullstelle mit positivem Realanteil haben, welche nicht einem einzelnen Ein- oder Ausgang zuzuordnen ist (Garrido u. a., 2011b). Grundsätzlich ist die Bewertung für Systeme mit Totzeiten schwierig (Andrén und Berner, 2016). Die Situation wird stark vereinfacht, wenn die Totzeiten sehr gering und vernachlässigbar sind. Die Nullstellen $s_{0 \ 1/2}$ der Determinante werden dann berechnet zu

$$s_{0 \ 1/2} = \frac{\tilde{n} \pm \sqrt{\hat{n}}}{d} \quad (4.37)$$

$$\tilde{n} = K_{1,2} K_{2,1} \cdot (\tau_{1,1} + \tau_{2,2}) - K_{1,1} K_{2,2} \cdot (\tau_{1,2} + \tau_{2,1}) \quad (4.38)$$

$$\hat{n} = [(K_{1,1} K_{2,2}) \cdot (\tau_{1,2} - \tau_{2,1}) + (K_{1,2} K_{2,1}) \cdot (\tau_{1,1} - \tau_{2,2})]^2 + 4 K_{1,1} K_{1,2} K_{2,1} K_{2,2} \cdot (\tau_{1,1} - \tau_{2,1}) \cdot (\tau_{2,2} - \tau_{1,2}). \quad (4.39)$$

$$d = 2 K_{1,1} K_{2,2} \tau_{1,2} \tau_{2,1} - 2 K_{1,2} K_{2,1} \tau_{1,1} \tau_{2,2}. \quad (4.40)$$

Für den CO₂-Kompressionskältekreislauf gilt aufgrund der Vorzeichen der stationären Verstärkungen grundsätzlich $\tilde{n} > 0$ und $d < 0$. Nullstellen mit positivem Realteil können nur auftreten falls $\tilde{n} < \sqrt{\hat{n}}$. Dies ist für den Kältekreislauf aus zwei Gründen jedoch sehr unwahrscheinlich: Erstens weisen beide Summanden in \tilde{n} , nicht jedoch in \hat{n} , stets ein positives Vorzeichen auf. Zweitens werden die Summanden in \tilde{n} mit der Summe, und die Summanden in \hat{n} mit der Differenz der Zeitkonstanten gewichtet.

Abschnitt A.11 zeigt Beispiele für die Wahl der Zuordnung und die Nullstellenberechnung. Da die Totzeiten in Abhängigkeit des Betriebspunkts variieren und ein Wechsel der Zuordnung zwischen den Elementen des Reglers und der Strecke erforderlich sein kann, wird von der Anwendung der Zentralisierten Inversen Entkopplung bei CO₂-Kältekreisläufen abgeraten.

4.6 Abschätzung der energetischen Einsparungen

Eine mit den in diesem Kapitel beschriebenen Methoden verbesserte Regelung kann signifikante energetische Einsparungen bewirken. Dies wird deutlich an dem Führungsverhalten.

Das Führungsverhalten beschreibt die Reaktion auf Sollwertänderungen. Für die in Kapitel 3 untersuchten Systeme und den Betrieb mit Wärmeauskopplung wurde gezeigt, dass schnelle Betriebspunktwechsel wichtig für eine hohe Energieeffizienz sind. Konkret erforderlich sind schnelle Wechsel zwischen dem Aufheizmodus zum Beladen, und dem Kühlmodus zum Entladen des Energiespeichers. Aufgrund der geringen Speicherkapazität sind häufige Betriebspunktwechsel

insbesondere bei Systemen mit kleinen Speichern wichtig, siehe die Abbildungen 3.14 und 3.15. Das Führungsverhalten kann aus den folgenden Gründen nicht beliebig durch die Wahl der Reglerparameter beschleunigt werden.

Zunächst zeigen die Ausführungen zur Stabilität in Abschnitt A.5, dass das Führungsverhalten auch bei Systemen mit nur einem Ein- und einem Ausgang nicht beliebig verbessert werden kann. Zusätzlich können bei Systemen mit mehreren Ein- und Ausgängen Querkopplungen vorliegen, welche bei dem Reglerentwurf zusätzlich zu berücksichtigen sind. Um trotz starker Querkopplungen vorteilhafte Führungsverhalten zu ermöglichen, sind Entkopplungsregler notwendig, welche an das System und den Betriebspunkt angepasst werden können.

Starke Querkopplungen wurden in Kapitel 2 mit relativen Verstärkungsmatrizen für drei unterschiedliche Verschaltungen nachgewiesen. Die Kopplungen der geschlossenen Regelkreise werden verstärkt, wenn die Sollwerte des Hochdrucks gemäß des Stands der Wissenschaft auf Basis der Istwerte der Gaskühleraustrittstemperatur ermittelt werden. Falls keine angepassten Entkopplungsregler eingesetzt werden, kann dies zu ungewollten Schwingungen der Regelkreise führen. Diese Aussagen sind prinzipiell unabhängig von der Verwendung der Null-Gradientenregelung.

Der Einfluss einer unvorteilhaften Regelung auf die Energieeffizienz von Kältemaschinen kann abgeschätzt werden. Ein in der Praxis angewandtes Mittel zur Schwingungsunterdrückung ist die Erhöhung der Ventilatordrehzahl auf den Maximalwert. Vergleichsweise unabhängig von dem aktuellen Wert des Hochdrucks erreicht das Kältemittel somit annähernd die Umgebungstemperatur. Der Kältemittelzustand hinter dem Gaskühler wird stabilisiert. Der Betrieb mit einer maximalen Ventilatordrehzahl ist jedoch nur selten energetisch optimal. So zeigen die Ergebnisse in den Tabellen 2.6 und 2.7, dass ein globales energetisches Optimum vielfach ungefähr bei der Hälfte des Maximalwerts der Ventilatordrehzahl erreicht wird. Dies gilt sogar im Fall eines stark verschlechterten Wärmeübergangs, siehe die Abbildung 2.29.

In Gleichung 2.30 wurde beschrieben, dass die Leistungsaufnahme der Ventilatoren P_{Vent} proportional ist zu n_{Vent}^3 . Indem diese Ventilatordrehzahl zur Störungsunterdrückung verdoppelt wird, steigt die Leistungsaufnahme somit auf das Achtfache. Würden die Schwingungen alternativ durch eine verbesserte Regelung unterdrückt, könnten 7/8 der Ventilatorleistung eingespart werden.

$$P_{\text{Vent}}(n_{\text{Vent max}}) \approx 8 P_{\text{Vent}}(n_{\text{Vent max}}/2) \quad (4.41)$$

Die Höhe der Einsparungen, welche mit den in diesem Kapitel beschriebenen Methoden erreicht wird, variiert in Abhängigkeit der verbauten Ventilatoren und deren Wirkungsgrad. In Abbildung 2.8 wurde gezeigt, dass für die Verhältnisse der Leistungsaufnahmen der Ventilatoren und der Verdichter Werte von $P_{\text{Vent}}/P_{\text{Komp}} = 30\%$ möglich sind. Durch die Halbierung der Ventilatordrehzahl kann die summierte Leistungsaufnahme $P_{\text{Vent}} + P_{\text{Komp}}$ um bis zu 20 % reduziert werden.

4.7 Simulativer Vergleich von Entkopplungsreglern und herkömmlichen Ansätzen

Die Auswertungen basieren auf dem bereits in Abschnitt 2.7 dargelegten detaillierten Simulationsmodell. Die zentralen Parameter entsprechen der mittleren Spalte aus Tabelle 4.2 und weisen somit typische Werte auf. Der Verdichter und der Gaskühler sind an Datenblätter angepasst. Als Entwurfsmethode für den Entkopplungsregler dient die Vereinfachte Stationäre Entkopplung,

deren Eignung in Abschnitt 4.5 festgestellt wurde. Die Regelgüte wird mit derjenigen verglichen, welche mit herkömmlichen PI-Reglern erreicht wird. Für einen aussagekräftigen Vergleich müssen die Regler eine ähnliche Stabilität gewährleisten. Daher erfolgt die Reglerauslegung einheitlich mit Ho u. a. (1995) für eine Amplitudenreserve von 5,0 und eine Phasenreserve von 70°. Weitere Ausführungen zu diesen Stabilitätsmaßen sind in Abschnitt A.5 dargelegt.

Abbildung 4.12 dient dem Vergleich des Führungsverhaltens bei einer Umgebungstemperatur von 0 °C, und somit im subkritischen Betrieb der Kälteanlage. Die Sollwerte für den Hochdruck ph und die Kältemitteltemperatur $\vartheta_{GK\text{ aus}}$ werden sprunghaft verändert. Es wird deutlich, dass die Stabilität sowohl mit den dezentralen PI-Reglern als auch mit dem Entkopplungsregler gewährleistet wird. Dies belegt, dass die Abbildung des relevanten Teilsystems mit vier FOPTD-Modellen möglich ist und die in Abschnitt A.5 beschriebene Methode zur Identifikation der dazugehörigen Parameter sinnvolle Ergebnisse liefert. Die Regelgüte bestätigt zudem die Wahl der Vereinfachten Stationären Entkopplung. Der Vergleich der Verläufe zeigt, dass der Entkopplungsregler insbesondere die unerwünschten Einflüsse von dem Regelkreis für den Hochdruck auf die Kältemitteltemperatur reduziert. Des Weiteren ist der Entkopplungsregler weniger aggressiv als die einschleifigen PI-Regler. Eine Ursache hierfür ist die Art, mit welcher die Hauptkopplungen der Matrix $G_{se}(s)$, siehe die Gleichungen 4.7 und 4.8, approximiert werden. Die Approximation erfolgt mit der in Abschnitt A.9 beschriebenen Methode. Hierbei weist das resultierende FOPTD-Element stets den Maximalwert der Totzeit von den beiden FOPTD-Summanden auf. Hohe Werte der Totzeiten führen, stärker als hohe Werte der Verzögerungen, zu konservativ und langsam ausgelegten Reglern.

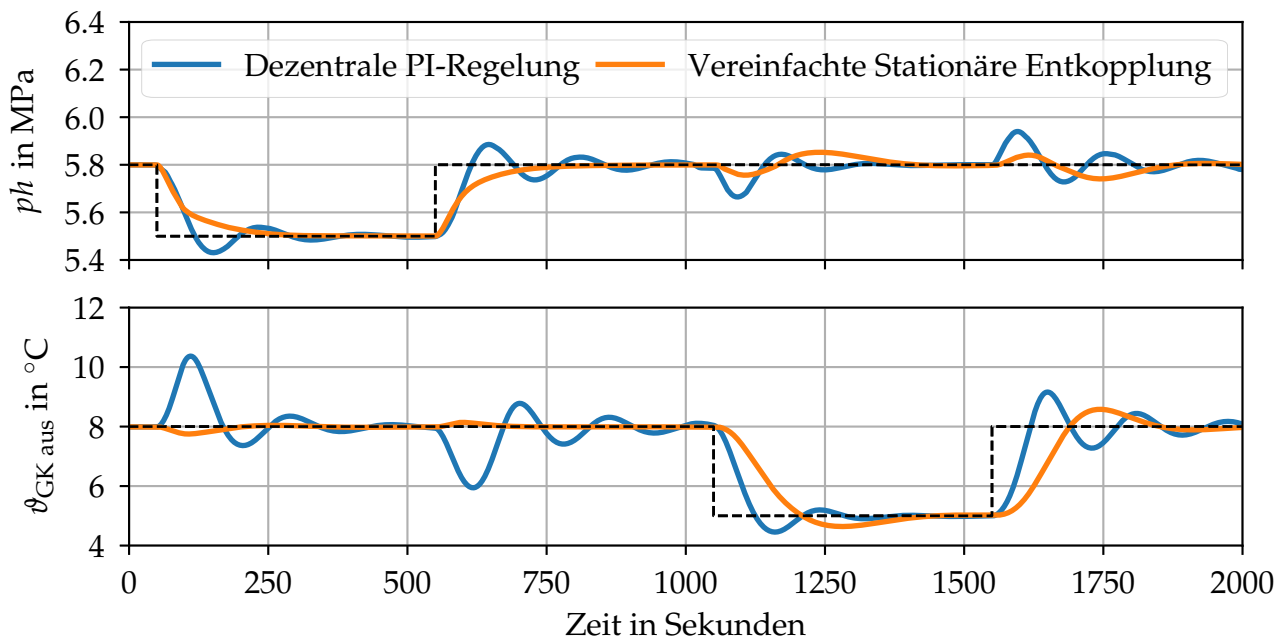


Abbildung 4.12: Simuliertes Führungsverhalten mit einer Dezentralen Regelung und einer Vereinfachten Stationären Entkopplung für eine Umgebungstemperatur von 0 °C

In Abbildung 4.13 erfolgt ein analoger Vergleich für eine Umgebungstemperatur von 40 °C, und somit einen transkritischen Betrieb. Systembedingt sind die Querkopplungen zwischen den Regelkreisen für den Hochdruck und die Kältemitteltemperatur stark vermindert. Der Vergleich mit Abbildung 4.12 zeigt, dass insbesondere Änderungen des Hochdrucks die Kältemittelaustrittstemperatur aus dem Gaskühler weniger beeinflussen. Erneut ist der einschleifige PI-Regler zur Regelung der Kältemitteltemperatur durch die Beeinflussung der Ventilatorumdrehzahl vergleichsweise aggressiv. Dies wirkt sich aufgrund der fehlenden Entkopplung negativ auf den Hochdruck aus. Sowohl die

Untersuchungen für den sub- als auch den transkritischen Betrieb bestätigen, dass die Verwendung von einschleifigen PI-Reglern möglich ist, die Regelgüte durch die Entkopplung jedoch steigt.

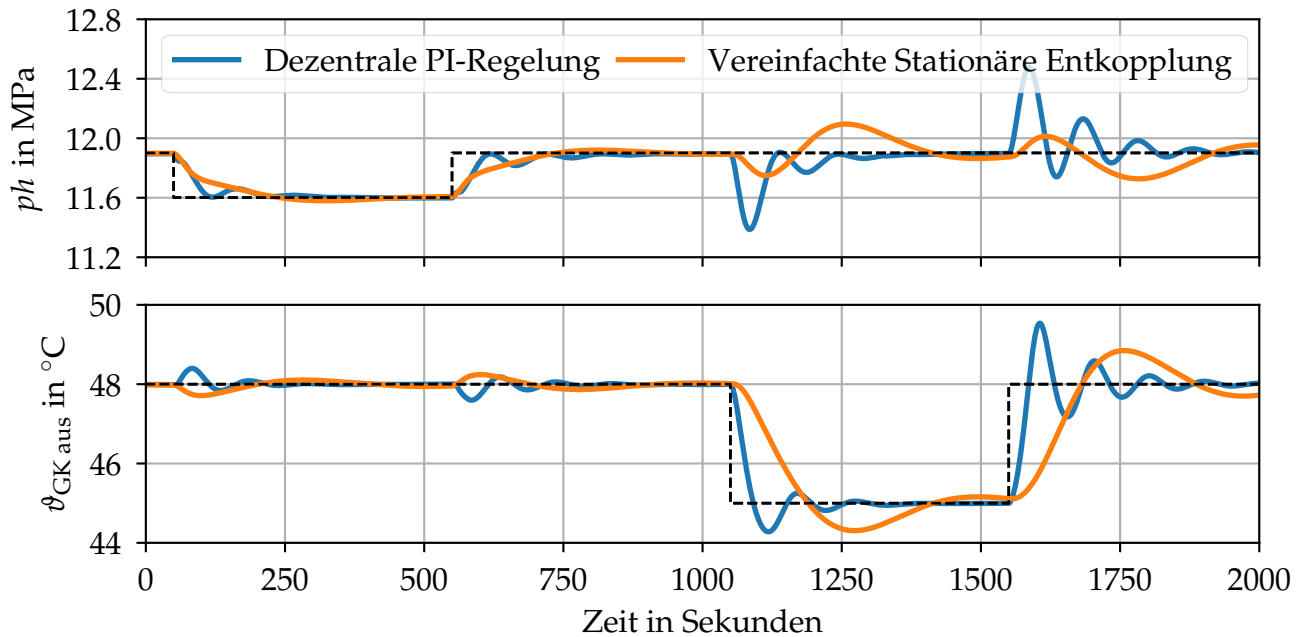


Abbildung 4.13: Simuliertes Führungsverhalten mit einer Dezentralen Regelung und einer Vereinfachten Stationären Entkopplung für eine Umgebungstemperatur von 40 °C

Bei den vorherigen Simulationen erfolgten die Identifikation des Eingangs-Ausgangsverhaltens und der Nachweis des Führungsverhaltens bei derselben Umgebungstemperatur. Die in Abschnitt 4.3 entwickelte Umrechnungsvorschrift der FOPTD-Parameter in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur wurde nicht benötigt. Deren Relevanz wird in Abbildung 4.14 nachgewiesen.

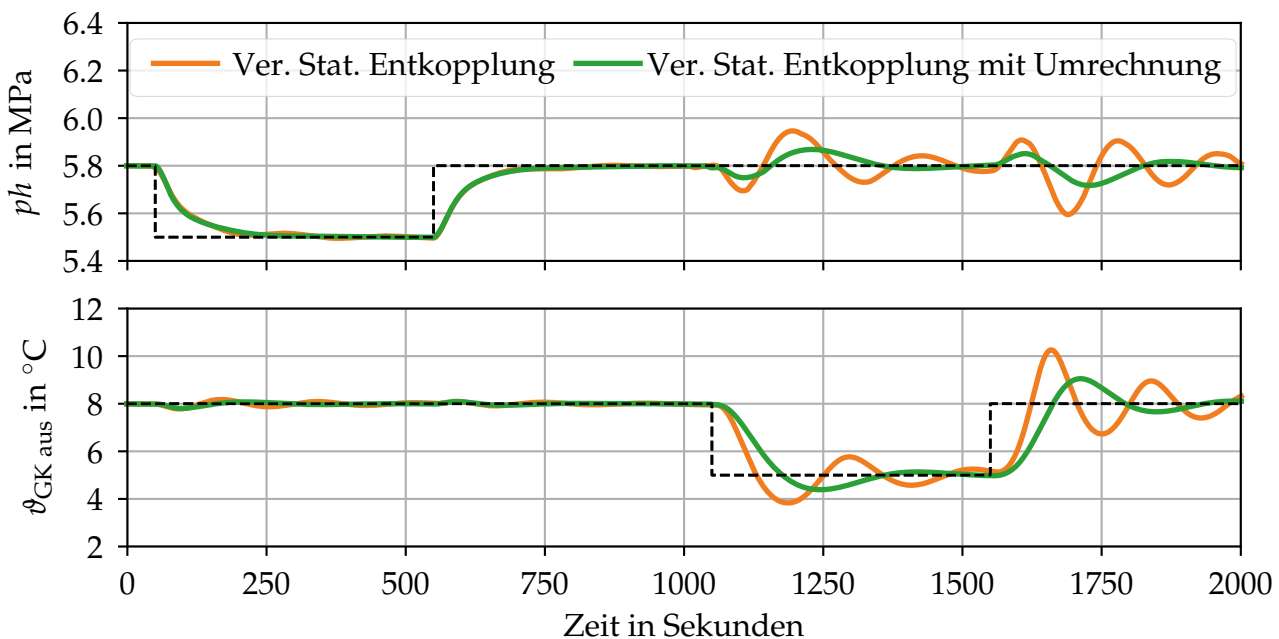


Abbildung 4.14: Simuliertes Führungsverhalten mit einer Vereinfachten Stationären Entkopplung mit und ohne Betriebspunktumrechnung für eine Umgebungstemperatur von 0 °C

Dargestellt wird erneut das Führungsverhalten der Vereinfachten Stationären Entkopplung bei einer Umgebungstemperatur von 0 °C. Nun erfolgt die Identifikation jedoch nicht bei ebendieser

Temperatur, sondern bei 40 °C. Der Referenzfall veranschaulicht das Regelverhalten, wenn die der Reglerauslegung zugrunde liegenden FOPTD-Parameter zwar an die Kälteanlage, jedoch nicht an die Umgebungstemperatur angepasst sind. Es wird deutlich, dass Sollwertsprünge der Kältemitteltemperatur auch den Hochdruck beeinflussen. Der zweite Verlauf zeigt, dass dieser unerwünschte Einfluss durch die Umrechnungsvorschrift weitestgehend reduziert wird.

4.8 Funktionsnachweis von Entkopplungsreglern am Versuchsstand

Der Nachweis erfolgt an dem in Abschnitt 2.8 beschriebenen Versuchsstand. Erneut wird dieser transkritisch betrieben. Um das für den Reglerentwurf relevante Eingangs-Ausgangsverhalten mit den FOPTD-Ersatzmodellen abzubilden, werden die Stellgrößen mit sprunghaften Anregungen beaufschlagt. Die Bestimmung der FOPTD-Parameter wird mit der in Abschnitt A.5 beschriebenen Modifikation des Flächenverfahrens durchgeführt. Die Sprungantworten des Versuchsstands und der resultierenden Ersatzmodelle sind abgebildet in Abbildung 4.15. Die Zeilen entsprechen den Systemaus- und die Spalten den Systemeingängen.

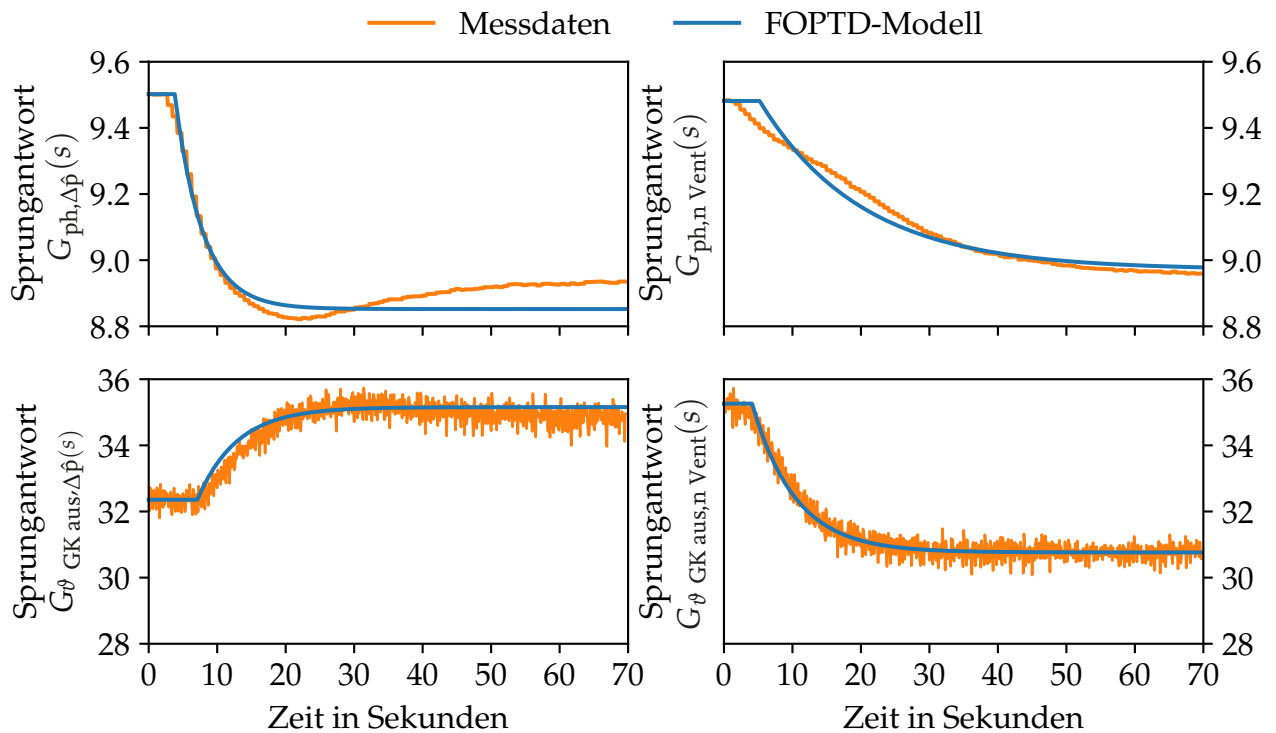


Abbildung 4.15: Sprungantworten des Versuchsstands und der identifizierten FOPTD-Ersatzmodelle

Die Einflüsse von sowohl der Soll-Druckdifferenz $\Delta\hat{p}$ als auch der Ventilatorleistung n_{Vent} auf die Kältemittelaustrittstemperatur $\vartheta_{\text{GK aus}}$ sind gut abzubilden mit FOPTD-Modellen.

Schwieriger mit FOPTD-Modellen abzubilden ist der Zusammenhang zwischen der Soll-Druckdifferenz $\Delta\hat{p}$ und dem Hochdruck p_h . Die Veränderung von $\Delta\hat{p}$ bewirkt einen Extremwert bei der Sprungantwort, weshalb die Identifikation mit der in Abschnitt A.5 beschriebenen Modifikation des Flächenverfahrens zu erfolgen hat. Eine physikalische Ursache für den Extremwert sind zwei parallel und entgegengesetzt wirkende Effekte: Zunächst steigt der Hochdruck aufgrund der Anpassung des Ventilquerschnitts; anschließend sinkt er geringfügig aufgrund der sich im Gaskühler verändernden mittleren Temperaturdifferenz zwischen dem Kältemittel und der Luft.

Auch der Einfluss der Ventilator Drehzahl n_{Vent} auf den Hochdruck ph ist schwierig mit FOPTD-Modellen abzubilden. Die Sprungantwort hat zeitweise eine annähernd konstante Steigung und somit ein rein integrierendes Verhalten. Erst nach ca. 40 s wird der Verlauf flacher. Die Approximation zeigt, dass diese konstante Steigung schwierig mit einer Differentialgleichung erster Ordnung abzubilden ist. Die Approximationsgüte wird jedoch erhöht, indem das FOPTD-Modell einen signifikanten Wert für die Totzeit erhält. Beobachtungen wie diese sind der Grund für die Wahl der FOPTD-Struktur für die Ersatzmodelle.

Wie in Abschnitt 4.5 gezeigt wurde, hängt die Anwendbarkeit der Entkopplungsregler von den Werten der FOPTD-Parameter ab. Zu untersuchen ist, ob die identifizierten FOPTD-Parameter die zuvor entwickelten quantitativen Kriterien erfüllen. Für den gegebenen Betriebspunkt ist eine Bewertung bereits möglich mit den in Abbildung 4.15 dargestellten Sprungantworten der FOPTD-Modelle. Aufgrund des nichtlinearen Systemverhaltens ist diese Untersuchung prinzipiell in anderen Betriebspunkten zu wiederholen.

Bereits aufgrund der Vorzeichen der Sprungantworten und der FOPTD-Elemente ist die Vereinfachte Stationäre Entkopplung anwendbar, siehe Gleichung 4.25 und 4.26. Diese Aussage ist unabhängig von dem Betriebspunkt. Die Hauptkopplungen zwischen $\Delta \hat{p}$ und ph und zwischen n_{Vent} und ϑ_{GK} ausweisen im Vergleich zu den Nebenkopplungen geringe Werte für die Verzögerungen τ und die Totzeiten L auf. Somit sind die Gleichungen 4.31 und 4.34 für diesen Betriebspunkt erfüllt, sodass auch die Vereinfachte Dynamische Entkopplung anwendbar ist. Die geringen Totzeiten der Hauptkopplungen erfüllen zudem Gleichung 4.35. Da sämtliche Totzeiten im Vergleich zu den Verzögerungen gering sind, können die Gleichungen 4.37 bis 4.40 zur Berechnung der Nullstellen verwendet werden. Aufgrund der in diesem Zusammenhang dargelegten Argumentation ist eindeutig, dass für diesen Betriebspunkt keine Nullstelle mit positivem Realteil vorliegt. Somit ist auch die Zentralisierte Inverse Entkopplung anwendbar.

Die Auslegung der Verfahren erfolgt einheitlich für eine Amplitudenreserve von 5,0. Das Führungsverhalten ist dargestellt in Abbildung 4.16. Die oberen beiden Teilabbildungen stellen die Verläufe der Regelgrößen, und die unteren beiden Teilabbildungen die Verläufe der Stellgrößen dar.

Alle Verfahren ermöglichen eine ausreichende Regelgüte, zwei Verfahren haben jeweils signifikante Vorteile: Die Zentralisierte Inverse Entkopplung ermöglicht das beste Führungsverhalten. Die Stellgrößen erreichen zudem sehr schnell annähernd den stationären Endwert. Die Vereinfachte Stationäre Entkopplung ermöglicht ein gutes Führungsverhalten bei geringen Änderungsraten der Stellgrößen. Dies ist insofern vorteilhaft, da die dynamischen Wechselwirkungen mit den weiteren einschleifigen Regelkreisen zur Beeinflussung des Mittel- und Niederdrucks und der Überhitzung verringert werden. Wird beispielsweise der Sollwert des Hochdrucks erhöht, bewirkt ein Entkopplungsregler Verringerungen des Ventilquerschnitts A_{ph} und der Ventilator Drehzahl n_{Vent} . Erfolgen diese Änderungen langsamer, wird der Istwert des Niederdrucks weniger stark beeinflusst und es wird vermieden, dass ein schlecht eingestellter weiterer Regler eine zu starke Anpassung der Verdichterdrehzahl vornimmt. Wie bereits erwähnt, ist ein weiterer Vorteil der Vereinfachten Stationären Entkopplung, dass diese in sämtlichen weiteren Betriebspunkten anwendbar ist.

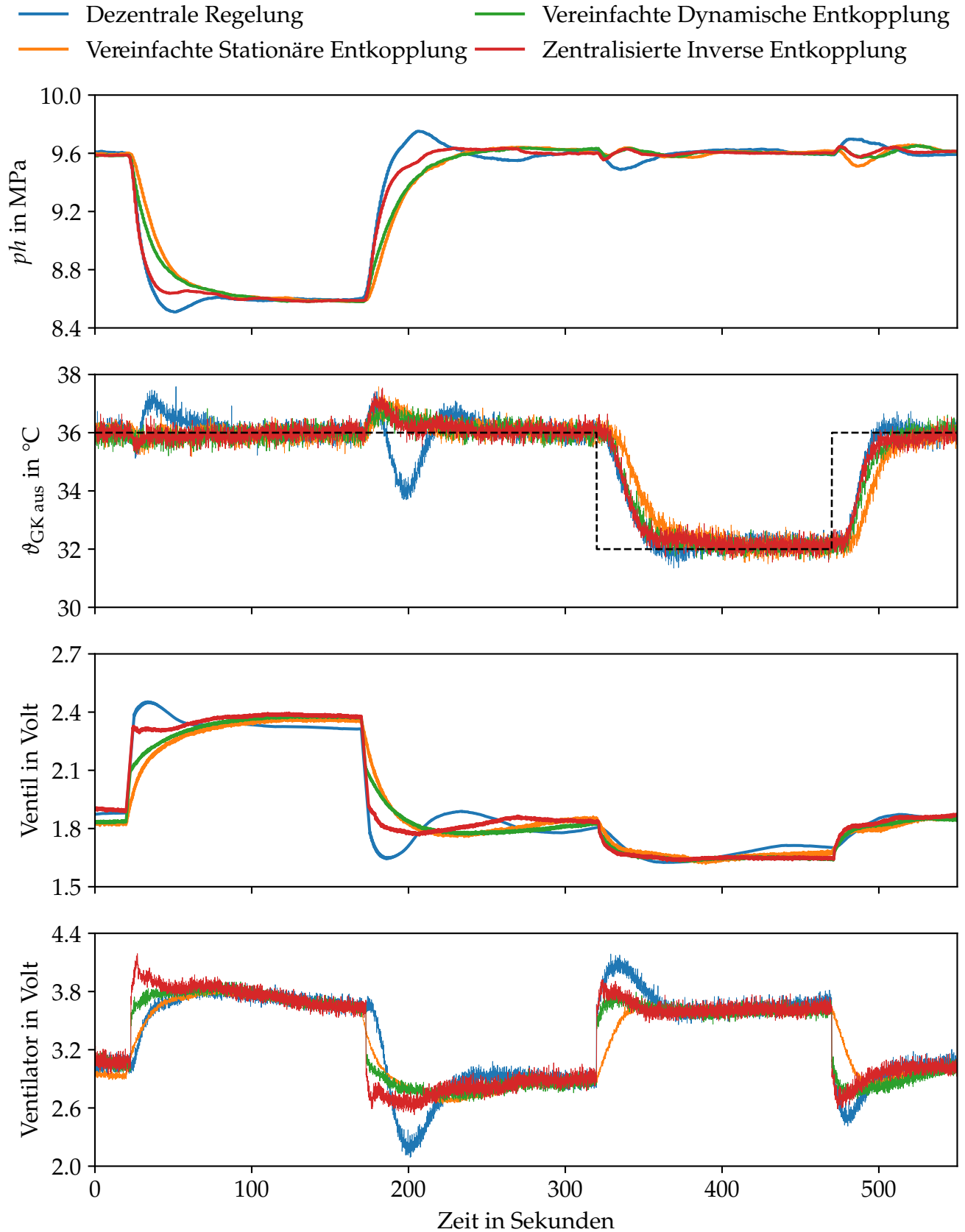


Abbildung 4.16: Führungsverhalten und Stellgrößenverläufe in Volt am Versuchsstand mit Dezentraler Regelung und Entkopplungsreglern, jeweils ausgelegt für eine Amplitudenreserve von fünf. Die Zentralisierte Inverse Entkopplung ermöglicht das beste Führungsverhalten. Die Vereinfachte Stationäre Entkopplung ermöglicht ein gutes Führungsverhalten bei geringen Änderungsraten der Stellgrößen.

5 Zusammenfassung

CO₂-Kompressionskältekreisläufe werden in zahlreichen Branchen zum Kühlen und/oder Heizen eingesetzt. Energetische Verbesserungen können sowohl durch modifizierte Verschaltungen, andere Komponenten als auch neuartige Regelungen erreicht werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine verbesserte Regelung entwickelt. Der Schwerpunkt lag auf der Wahl des Hochdrucks und der Drehzahl der Ventilatoren des Gaskühlers. Es wurden drei Ziele verfolgt. Alle zur Zielerreichung entwickelten Methoden sind einheitlich anwendbar auf den sub- und transkritischen Betrieb und auf Systeme mit Expansionsventil oder Ejektor als zentrales Expansionsorgan.

Das erste Ziel war die Entwicklung einer energieoptimierenden Betriebsweise für Kältemaschinen durch eine quasistationäre Betriebspunktoptimierung mit einer neuartigen Null-Gradientenregelung. Das zweite Ziel war die Entwicklung einer energieoptimierenden Betriebsweise für Systeme mit Energiespeicher für den Fall einer zusätzlichen Wärmeauskopplung auf Basis der Null-Gradientenregelung und Optimalsteuerungen. Das dritte Ziel war die Entwicklung einer energieoptimierenden Entkopplungsregelung, welche mit einem Identifikationsvorgang und einer Umrechnungsvorschrift an das jeweilige System und den aktuellen Betriebspunkt angepasst wird.

Zur Erreichung des ersten Ziels wurde dargelegt, dass die energetische Optimierung der Betriebsweise gleichbedeutend mit der Minimierung des zeitlichen Integrals der Leistungsaufnahme ist. Da die Systeme ausreichend schnell an veränderte Randbedingungen anpassbar sind und keine Energiespeicher aufweisen, ist diese Minimierung äquivalent zu einer quasistationären Maximierung des Kälte-COP. In diesem Zusammenhang wurde mit Mess- und Simulationsdaten gezeigt, dass die Wahl des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl ein konvexes Optimierungsproblem ist, also nur ein einziges und somit globales Maximum des Kälte-COP existiert. Zentral war die Herleitung neuartiger und auf physikalischen Gesetzmäßigkeiten basierenden algebraischen Gleichungen für die partiellen Ableitungen des Kälte-COP nach dem Hochdruck und der Ventilatordrehzahl. Optimale Sollwerte für den Hochdruck und die Ventilatordrehzahl könnten berechnet werden, indem diese partiellen Ableitungen zu null gesetzt und zu einem nichtlinearen Gleichungssystem zusammengefasst würden. Aufgrund der physikalischen Formulierung und der einhergehenden Komplexität würde der Lösungsvorgang numerische Ansätze erfordern. Um dies zu vermeiden, wurde die Null-Gradientenregelung eingeführt. Hierbei dienen die partiellen Ableitungen als Istwerte von dezentralen Reglern. Die partiellen Ableitungen des Kälte-COP werden während des Betriebs mit Messsignalen und thermophysikalischen Stoffdaten ausgewertet und auf null geregelt.

Der Nachweis des Verfahrens erfolgte sowohl simulativ als auch experimentell. Simulativ wurden im Vergleich zu herkömmlichen Regelansätzen Energieeinsparungen zwischen 1.2 % und 11.6 % für den subkritischen und zwischen 4.9 % und 22.5 % für den transkritischen Betrieb erreicht. Weitere Simulationen zeigen einen vorteilhaften Umgang mit fehlerhaften Werten der Messgrößen. Mit Messungen wurde bestätigt, dass ein energieoptimaler Betrieb annähernd erreicht wird und im Falle von Verschmutzungen des Gaskühlers Energieeinsparungen von ca. 10 % realistisch sind.

Im Zusammenhang mit dem zweiten Ziel wurde begründet, dass das zeitliche Integral der Leistungsaufnahme im Fall der Wärmeauskopplung nicht durch quasistationäre Betriebspunktoptimierungen minimiert wird. Die Gründe sind der Schichtenspeicher mit dem resultierenden Integralterm in der Nebenbedingung sowie der konvexe Zusammenhang zwischen der Leistungsaufnahme und dem rückgewinnbaren Wärmestrom. Es wurde theoretisch begründet, dass eine energieoptimale

Betriebsweise aus Wechseln zwischen zwei Betriebsmodi besteht. Im Aufheizmodus wird der Energiespeicher mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme be-, und im Kühlmodus mit einem maximalen Kälte-COP entladen. Lösungen von Optimalsteuerungsproblemen ermöglichten die Entwicklung einer vereinfachten und regelbasierten zyklischen Betriebsweise. Diese basiert erneut auf der Null-Gradientenregelung. Als Eingang für den Istwert des Hochdruckreglers dienen abwechselnd die partiellen Ableitungen des Kälte-COP und des COP der zusätzlichen Wärme. Der Sollwert ist einheitlich null. Die Umschaltzeitpunkte zwischen den Betriebsmodi werden in Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur des zu Heizzwecken verwendeten Wassers bestimmt. Die Beladung des Speichers beginnt, sobald die Vorlauftemperatur einen unteren Umschaltpunkt erreicht. Diese wird direkt durch die Heizanwendung vorgegeben. Die Entladung des Speichers erfolgt beim Erreichen eines oberen Umschaltpunkts. Höhere Werte verlängern die Zyklusdauer und vermeiden häufige Umschaltvorgänge. Aus energetischer Sicht existiert ein optimaler Wert. Die Bestimmung wurde mit Handlungsempfehlungen vereinfacht. Allgemein ist die Wahl unkritisch, falls ausreichend große Energiespeicher verwendet werden.

Die energetischen Einsparungen wurden simulativ für zahlreiche Anwendungsfelder und Szenarien nachgewiesen. Die gegenüber herkömmlichen Regelansätzen erreichbaren energetischen Einsparungen sind im Wesentlichen abhängig von der Umgebungstemperatur, der Rücklauftemperatur des zu Heizzwecken verwendeten Wassers und dem Verhältnis des benötigten Wärmestrombedarfs zu der Kälteleistung. Bei niedrigen Umgebungstemperaturen wurden Einsparungen von bis zu 17 % erreicht. Der nur zu Heizzwecken benötigte Energieverbrauch konnte um bis zu 45 % gesenkt werden. Weitere Einsparungen sind möglich, wenn der zyklische Betrieb zusätzlich gezielt an Abschätzungen über zukünftige Randbedingungen wie Umgebungstemperaturen angepasst wird.

Um das dritte Ziel zu erreichen, wurde eine Prozesskette zum Entwurf von Entkopplungsreglern für stabile Systeme mit zwei Ein- und Ausgängen entwickelt. Sie diente dem Entwurf eines Entkopplungsreglers zur Beeinflussung des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl. Ausgangsbasis ist eine Abbildung des relevanten Eingangs-Ausgangsverhaltens mit vereinfachten Ersatzmodellen. Die Systemeingänge sind der Querschnitt des Expansionsorgans hinter dem Gaskühler und die Ventilatordrehzahl. Die Systemausgänge sind der Hochdruck und die Kältemitteltemperatur am Gaskühleraustritt. Um die Parameter der Ersatzmodelle während des Anlagenbetriebs zu identifizieren, wurde ein Verfahren aus der Literatur modifiziert. Eine Umrechnungsvorschrift ermöglicht eine systemunabhängige Betriebspunktumrechnung der Parameter in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur, sodass pro System ausschließlich ein einziger Identifikationsvorgang notwendig ist. Die angepassten Ersatzmodelle dienen dem Entwurf von Entkopplungsreglern. Die Anwendbarkeit der Ansätze variiert in Abhängigkeit von den Parameterwerten der Ersatzmodelle. Neuartige Formeln ermöglichen die Auswahl anhand quantitativer Kriterien. Als für die relevante Problemstellung geeignet erwies sich insbesondere der Ansatz der Vereinfachten Stationären Entkopplung.

Sowohl simulativ als auch experimentell wurde nachgewiesen, dass die Regelgüte gegenüber dezentralen PI-Reglern signifikant verbessert wird. Die dargelegten Unterschiede wären umso größer, wenn die zum Vergleich herangezogenen PI-Regler, wie in der Praxis üblich, nicht an die Anlage und den konkreten Betriebspunkt angepasst wären. Da der Ansatz der Vereinfachten Stationären Entkopplung zu vergleichsweise geringen Änderungsraten der Stellglieder führt, werden unerwünschte Wechselwirkungen mit den weiteren Regelkreisen des Systems verringert. Die energetischen Einsparungen wurden für den Fall abgeschätzt, dass die herkömmlichen PI-Regler unzureichend ausgelegt sind und Schwingungen des Kältemittelzustands am Gaskühleraustritt verursachen. In solchen Fällen sind energetische Einsparungen von bis zu 20 % möglich.

6 Ausblick

In dem Bereich des energieoptimierten Betriebs von Kältemaschinen könnte eine noch stärker physikalisch orientierte Beschreibung der partiellen Ableitungen der Gaskühleraustrittstemperatur nach dem Hochdruck und der Drehzahl der Ventilatoren vom Gaskühler erfolgen. Für den subkritischen Betrieb scheint eine Modellierung des Gaskühlers mit dem NTU-Ansatz geeignet, da die Werte von den thermophysikalischen Stoffdaten des Kältemittels dort keine, bzw. nur geringe, Änderungen erfahren. Zudem bleibt zu untersuchen, inwiefern die hergeleiteten partiellen Ableitungen des Kälte-COP gültig sind für Systeme mit internen Wärmeübertragern bzw. für Systeme, welche zwischen dem Mittel- und Hochdruck parallel angeordnete Verdichter haben. Eigene Simulationsstudien legen die Vermutung nahe, dass die hergeleiteten Formeln näherungsweise auch für solche Systeme gelten. Schließlich könnten die Versuchsstandmessungen ausgeweitet und die Energieeinsparungen für weitere Systeme und Umgebungsbedingungen nachgewiesen werden.

Zur weiteren Analyse des Betriebs von Systemen mit Energiespeicher für den Fall einer zusätzlichen Wärmeauskopplung sind Messungen wünschenswert, welche eine experimentelle Bewertung der zyklischen Betriebsweise ermöglichen. Ein energetisches Verbesserungspotential weist die Ansteuerung der zur Beladung des Energiespeichers verwendeten Pumpe auf. Die Ansteuerung erfolgte im Rahmen dieser Arbeit derart, dass das in den Plattenwärmeübertrager eintretende Wasser eine feste Temperaturdifferenz zu dem austretenden Kältemittel aufweist. Energetische Einsparungen sind möglich, wenn die Pumpendrehzahl derart gewählt wird, dass das Kältemittel möglichst stark abgekühlt wird. Da sowohl zu hohe als auch zu niedrige Drehzahlen nachteilig sind, ist die Ansteuerung dieser Pumpe ein weiteres mögliches Anwendungsgebiet für die Null-Gradientenregelung. Direkt anknüpfend an die Grundidee des zyklischen Betriebs wären Anwendungsfälle zu untersuchen, bei denen die Heizanforderung gegenüber der Kälteanforderung überwiegt. Energetische Einsparungen scheinen möglich, indem ein Energiespeicher auf Niedrigtemperaturniveau installiert wird.

Ein weiterer Anknüpfungspunkt ist die Übertragbarkeit der Null-Gradientenregelung auf weitere Systeme. Die vorgestellten Kriterien ermöglichen eine Bewertung, ob die Betriebsweise eines Systems durch quasistationäre Betriebspunktoptimierungen zu verbessern ist. Falls dies zutrifft, ist die Verwendung der Null-Gradientenregelung aus zwei Gründen empfehlenswert: Erstens kann ein annähernd energieoptimierter Betrieb gewährleistet werden ohne das System, wie beispielsweise bei den Extremwertreglern, kontinuierlich anregen zu müssen. Zweitens ist kein nichtlineares Gleichungssystem zur Berechnung von energieoptimalen Sollwerten zu lösen. Schließlich bleibt zu untersuchen, ob sämtliche partiellen Ableitungen stets zwingend auf null zu regeln sind. Im Anwendungsfall von Kompressionskältekreisläufen können negative Sollwerte beispielsweise sicherstellen, dass der Hochdruck auch bei fehlerhaften Messsignalen nicht zu tief gewählt wird.

Der Entwurf der energieoptimierenden Entkopplungsregelung ist auf die bisher unverändert übernommenen einschleifigen Regelkreise auszuweiten. Möglich ist die Kombination mit dem Kompensationsregler für die Überhitzung von Varchmin (2018). Die Regelgüte kann weiter verbessert werden, indem der Regelkreis zur Beeinflussung des Niederdrucks durch die Verdichterdrehzahl berücksichtigt wird. Zwei Ansätze sind möglich: Eine Erweiterung der Entkopplungsregler auf Systeme mit drei Ein- und Ausgängen oder aber die Berücksichtigung der (bekannten) Zu- und Abschaltvorgänge der Verdichter im Rahmen einer Vorsteuerung. Hierbei wird der Querschnitt des Expansionsorgans nicht erst bei dem Vorliegen einer Regelabweichung, sondern in direkter Abstimmung mit den Zu- und Abschaltvorgängen der Verdichter, angepasst.

A.1 Alternative Darstellung der Betriebsmodi für Wärmeauskopplung

A.2 Wahl der Betriebspunkte für Wärmeauskopplung

Die Betriebspunkte $BP_{COP_k \max}$ bzw. $BP_{COP_w \max}$ und $BP_{COP_{zw} \max}$ sind eine sehr gute, dennoch keine optimale Betriebspunktwahl für den Kühl- bzw. Aufheizmodus. Eine Bewertung erfolgt anhand von den Abbildungen A.2 und A.3. Diese stellen Ausschnitte von Abbildung 3.6 dar.

In Abbildung A.2 wird die Wahl des Betriebspunkts $BP_{COP_k \max}$ für den Kühlmodus untersucht. Prinzipiell ermöglichen Betriebspunkte weiter rechts auf dem violetten Anlagenverlauf höhere Verbindungslinien. Der maximal mögliche Verlust kann anhand des Abstands auf der Abszisse für das Beispiel abgeschätzt werden zu 0.87 %.

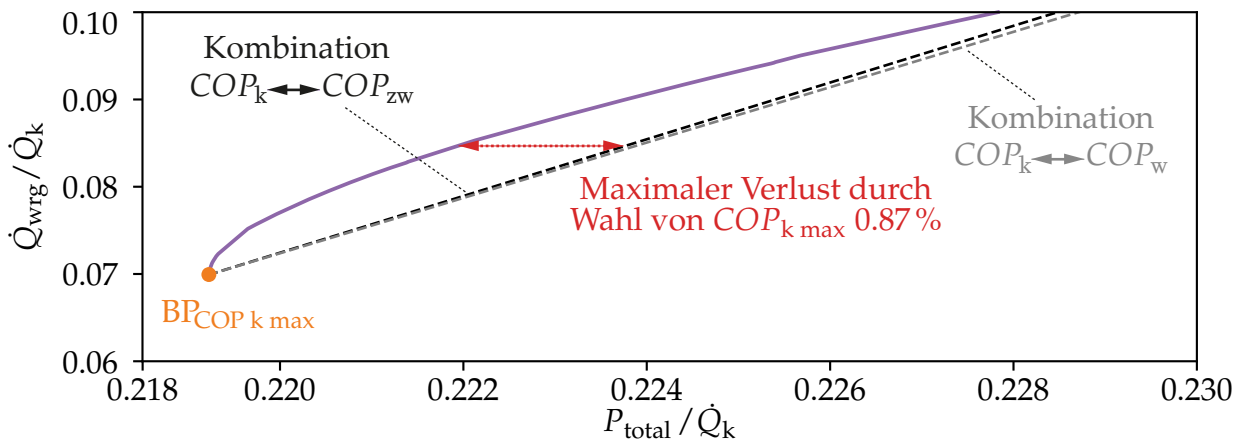


Abbildung A.2: Detail von Abbildung 3.6: Der Betriebspunkt mit einem maximalen Kälte-COP ist annähernd energieoptimal für den Kühlmodus.

Wird der Betriebspunkt $BP_{COP_k \max}$ im Kühlmodus verwendet, kann die Lage des Betriebspunkts $BP_{COP_{zw} \max}$ durch eine Tangente bestimmt werden. Somit ermöglicht dieser Punkt die höchstmögliche Verbindungslinie. Der Betriebspunkt $BP_{COP_{zw} \max}$ weist immer niedrigere Werte für den Hochdruck und den rückgewinnbaren Wärmestrom auf als $BP_{COP_w \max}$. In Abbildung A.3 wird die Wahl der Betriebspunkte für den Aufheizmodus untersucht. Dient $BP_{COP_k \max}$ für den Kühlmodus, stellt $BP_{COP_{zw} \max}$ die bestmögliche Wahl dar. Falls alternativ der Punkt $BP_{COP_w \max}$ gewählt wird, steigt der Leistungsbedarf für das gegebene Beispiel um bis zu 1.03 %.

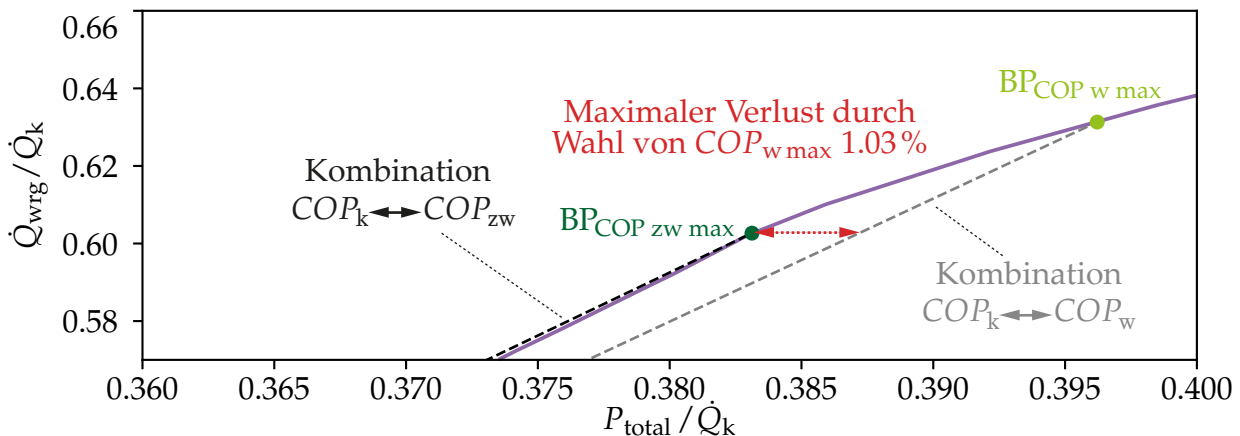


Abbildung A.3: Detail von Abbildung 3.6: Der Betriebspunkt mit einem maximalen COP der zusätzlichen Wärme ist energieoptimal und der Betriebspunkt mit einem maximalen Wärme-COP annähernd energieoptimal für den Aufheizmodus.

A.3 Sprungantwort Test-Supermarkt

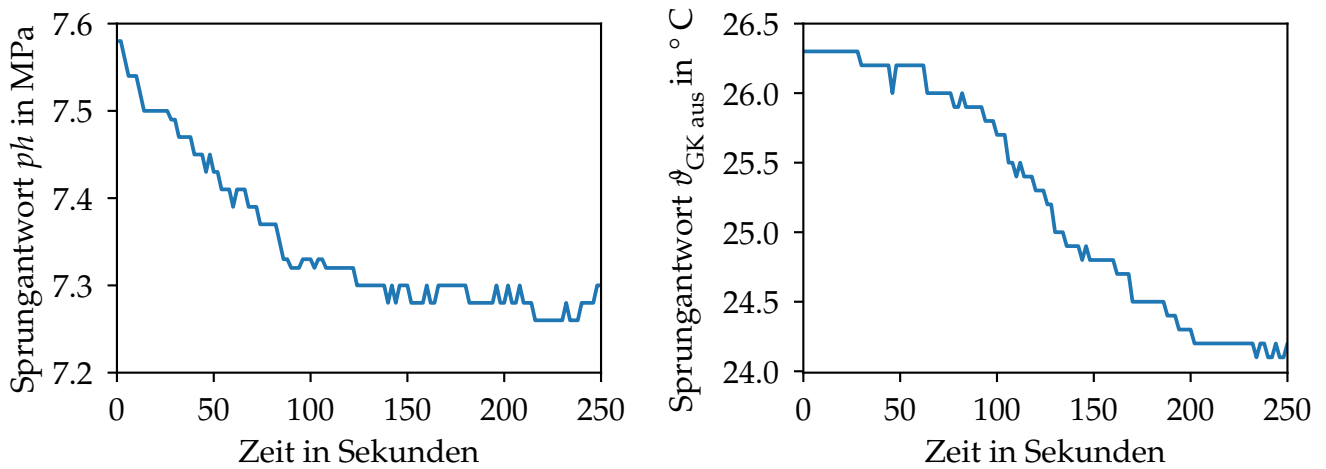


Abbildung A.4: Sprungantwort des Hochdrucks p_h auf eine Erhöhung des Ventilquerschnitts A_{ph} (links) und Sprungantwort der Kältemittelaustrittstemperatur $\vartheta_{GK\text{ aus}}$ auf eine Erhöhung der Ventilator Drehzahl n_{Vent} (rechts). Die Sprungantwort des Hochdrucks ist näherungsweise mit einem Verzögerungselement erster Ordnung und die Sprungantwort der Kältemittelaustrittstemperatur näherungsweise mit einem Verzögerungselement zweiter Ordnung zu beschreiben.

A.4 Balkendiagramme für zeitlich gemittelte Leistungsaufnahmen

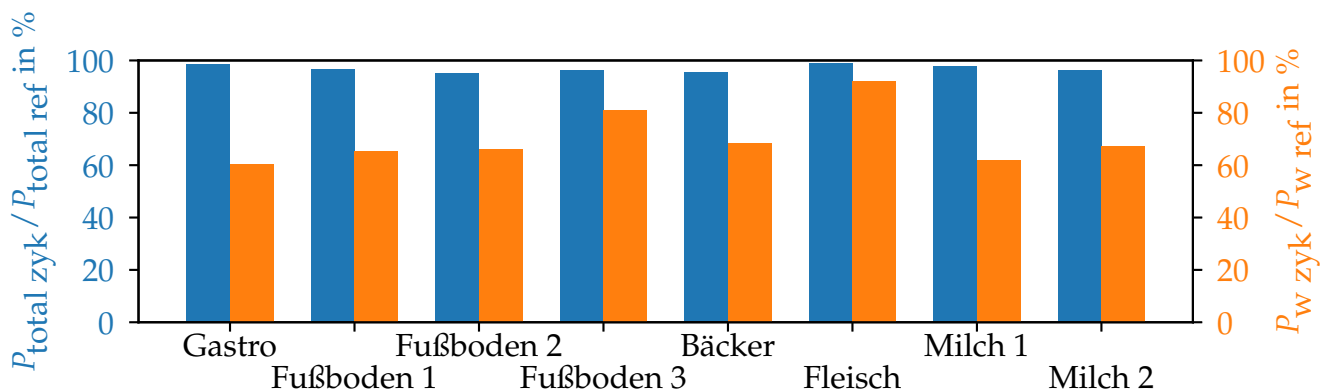


Abbildung A.5: Zeitlich gemittelte Leistungsaufnahmen für veränderliche Randbedingungen in Berlin

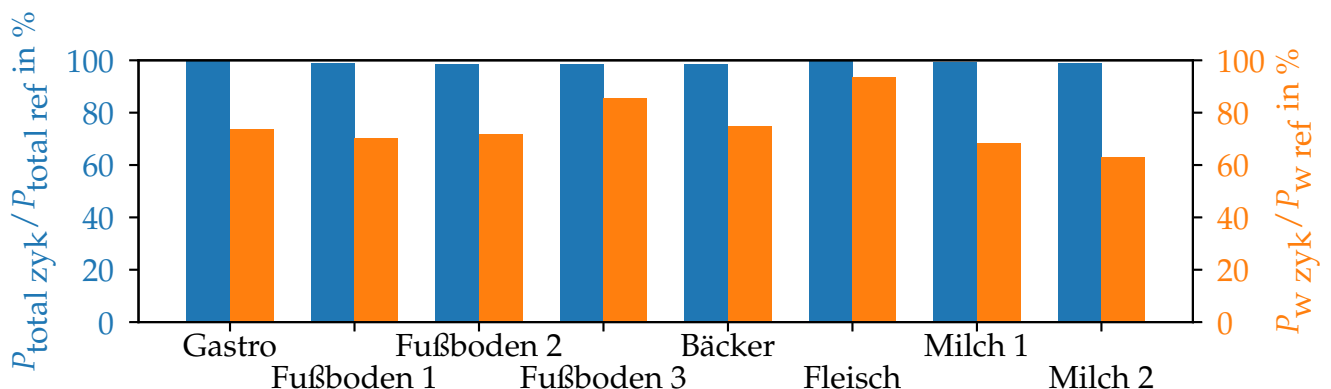


Abbildung A.6: Zeitlich gemittelte Leistungsaufnahmen für veränderliche Randbedingungen in Madrid

A.5 Online-fähige Identifikation der FOPTD-Ersatzmodelle

Es existieren zahlreiche Verfahren zur Identifikation der Parameter von FOPTD-Modellen. Einfach auszuwerten ist das *Flächenverfahren*, siehe Åström und Hägglund (2006) und Fedele (2009). Ausgangsbasis ist Abbildung A.7. Zur mathematischen Vereinfachung wird davon ausgegangen, dass das System bei $t = 0$ mit einem Einheitssprung von $u = 0$ zu $u = 1$ angeregt wird. Die Abbildung zeigt den Zusammenhang zwischen der Sprungantwort und den gesuchten Parametern K , τ und L .

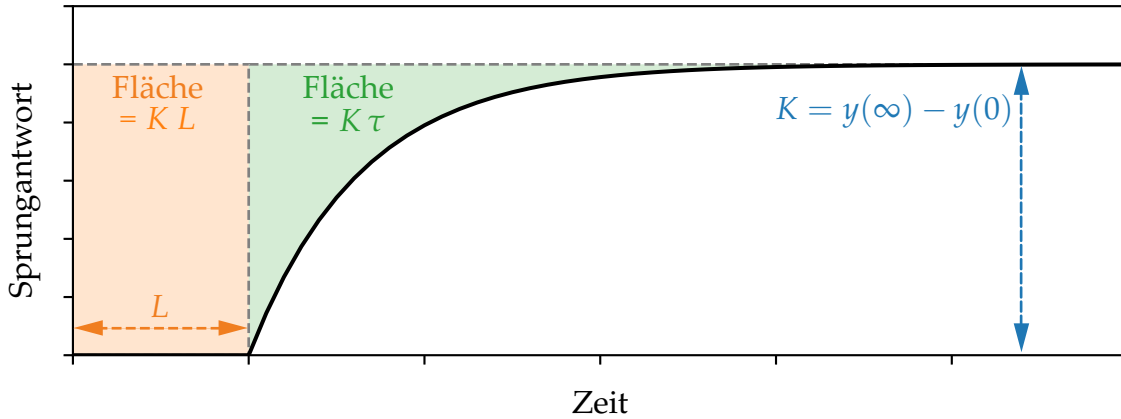


Abbildung A.7: Flächenverfahren zur Identifikation der FOPTD-Parameter auf Basis einer Sprungantwort

Die stationäre Verstärkung K ergibt sich direkt aus der stationären Veränderung des Systemausgangs. Zur Verringerung des Einflusses von Messrauschen bietet es sich an mehrere Messpunkte zu berücksichtigen.

$$K = y(\infty) - y(0) \quad (\text{A.1})$$

Die weitere Berechnung basiert auf der Auswertung von Integralen, was zu der Bezeichnung *Flächenverfahren* führt und einen robusten im Umgang mit Messrauschen ermöglicht. $\sigma(t)$ ist die sogenannte Heaviside-Funktion. Sie hat für jede beliebige negative Zahl den Wert null, andernfalls den Wert eins.

$$\int_0^{\infty} [y(\infty) - y(t)] dt = \int_0^{\infty} \left[y(\infty) - K \cdot \left(1 - e^{-\frac{t-L}{\tau}} \right) \sigma(t-L) \right] dt \quad (\text{A.2})$$

$$= K \int_0^L \sigma(t) dt + K \int_0^{\infty} e^{-\frac{t}{\tau}} dt \quad (\text{A.3})$$

$$= K L + K \cdot \left(-\tau e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \Big|_0^{\infty} \quad (\text{A.4})$$

$$= K \cdot (\tau + L) \quad (\text{A.5})$$

Eine Umstellung ermöglicht die Berechnung der Summe aus der Verzögerung und der Totzeit.

$$\tau + L = \frac{\int_0^{\infty} [y(\infty) - y(t)] dt}{K} \quad (\text{A.6})$$

Um die Verzögerung zu bestimmen, wird das folgende Integral vereinfacht.

$$\int_0^{\tau+L} [y(t) - y(0)] dt = \int_0^{\tau+L} \left[K \cdot \left(1 - e^{-\frac{t-L}{\tau}} \right) \sigma(t-L) \right] dt \quad (\text{A.7})$$

$$= \int_L^\tau \left[K \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \right] dt \quad (\text{A.8})$$

$$= K \cdot \left(t + \tau e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \Big|_L^{\tau+L} \quad (\text{A.9})$$

$$= \frac{K}{e} \tau \quad (\text{A.10})$$

Durch Umstellen wird die dritte notwendige Gleichung bestimmt.

$$\tau = \frac{e \int_0^{L+\tau} [y(t) - y(0)] dt}{K} \quad (\text{A.11})$$

Bei der Betrachtung von Abbildung A.8 fällt das Extremum für den Zusammenhang zwischen dem Hochdruck ph und der Ventilator Drehzahl n_{Vent} auf. Würde das Flächenverfahren unverändert angewandt, würde die Differenz $y(\infty) - y(t)$ unterschiedliche Vorzeichen aufweisen. Die bei der Integralbildung entstehenden Flächen würden sich teilweise aufheben, wodurch geringe bzw. negative Werte für die Verzögerung τ und die Totzeit L resultieren können. Eigene Untersuchungen zeigen, dass diese Approximation mit einem FOPTD-Element für einen Reglerentwurf nicht geeignet ist.

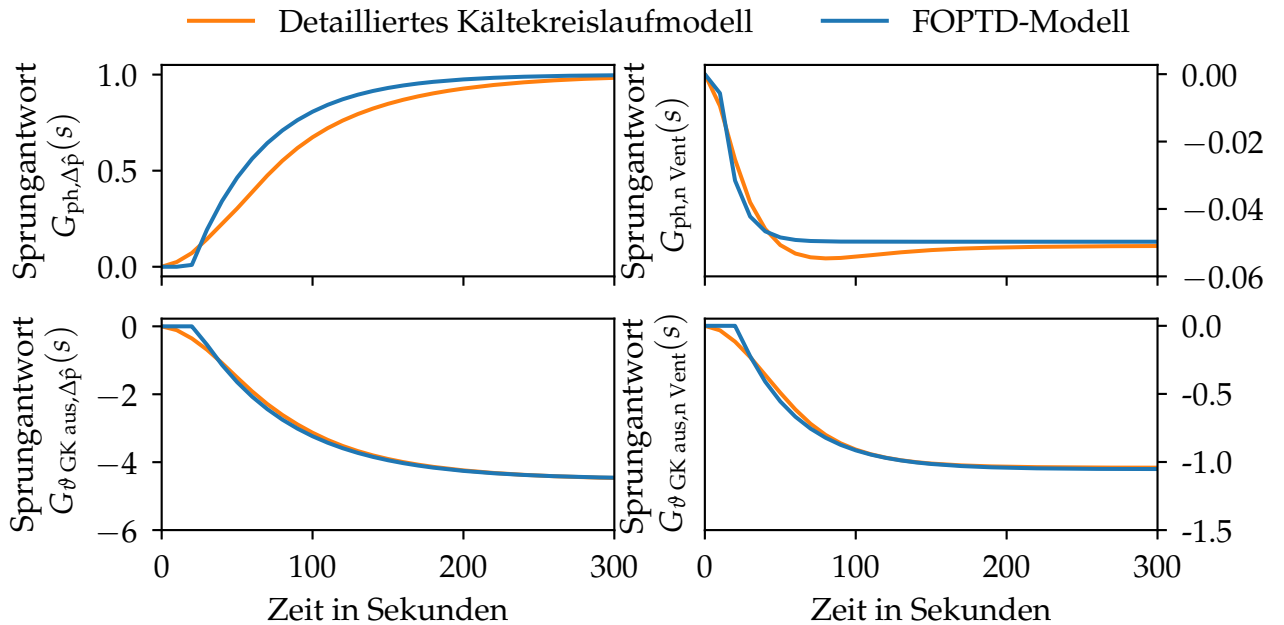


Abbildung A.8: siehe Abbildung 4.3: Die Sprungantworten können zwischenzeitig Extremwerte erreichen, weshalb eine Modifikation des Flächenverfahrens notwendig ist.

Um das Flächenverfahren dennoch anwenden zu können, wird eine Modifikation vorgeschlagen:

Die Auswertung wird nicht für $t \rightarrow \infty$ durchgeführt, sondern zum Zeitpunkt t_{Abbruch} abgebrochen. Zu diesem Zeitpunkt unterschreitet der Absolutwert der Änderungsrate der Sprungantwort, also der Absolutwert der Impulsantwort, eine festgelegte Grenze. Diese wird in Relation zu dem maximalen Absolutbetrag der Änderungsrate beschrieben, beispielsweise in Höhe von 5 % oder 10 %.

Die Änderungsrate, also die zeitliche Ableitung der Sprungantwort, wird durch die Impulsantwort bzw. Gewichtsfunktion $g(t)$ beschrieben.

Falls die Werte der Parameter K , τ und L bekannt wären, könnte der Zeitpunkt t_{Abbruch} wie folgt berechnet werden. Ausgangspunkt ist die Impulsantwort eines FOPTD-Elements

$$g(t) = \frac{\sigma(t-L) K e^{-(t-L)/\tau}}{\tau}. \quad (\text{A.12})$$

Hierbei entspricht $\sigma(t)$ erneut der Heaviside-Funktion. Zum Zeitpunkt $t = L$ liegt die betragsmäßig maximale Steigung an

$$g(t)_{\text{max}} = g(L) = K/\tau. \quad (\text{A.13})$$

Gesucht ist der Zeitpunkt t_{Abbruch} , bei welchem die aktuelle Steigung einen n -ten Teil hiervon beträgt. Die Totzeit L wird zunächst vernachlässigt, sodass gilt $t_{\text{Abbruch}} = \tilde{t} + L$.

$$\frac{K}{\tau} = \frac{K}{\tau n e^{-\tilde{t}/\tau}} \quad (\text{A.14})$$

Das Auflösen nach \tilde{t} ergibt

$$\tilde{t} = -\tau \ln(1/n). \quad (\text{A.15})$$

Berücksichtigt man zusätzlich die Totzeit L , ergibt sich als Abbruchkriterium und obere Integrationsgrenze für Gleichung A.6

$$t_{\text{Abbruch}} = -\tau \ln(1/n) + L \quad n \geq 1. \quad (\text{A.16})$$

Die Formel ist hilfreich, falls bereits vor dem Identifikationsvorgang Abschätzungen der Parameter τ und L vorhanden sind. Falls nicht, empfiehlt es sich den Maximalwert von dem Absolutbetrag der Steigung als Differenzenquotient aus den Messdaten zu bestimmen.

Die Modifikation des Flächenverfahrens wird veranschaulicht in Abbildung A.9. Die Bedeutung des Analysemodells wird nachfolgend erläutert.

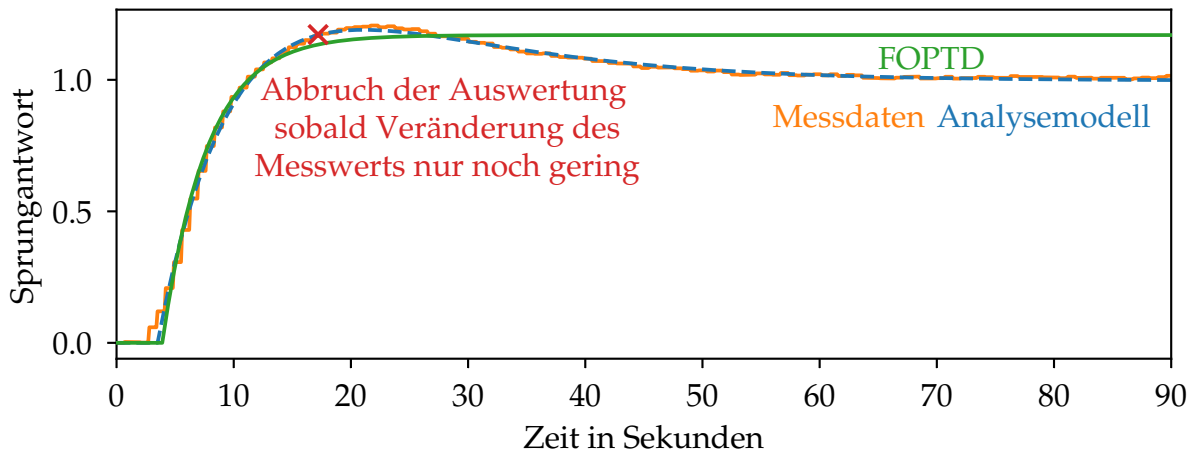


Abbildung A.9: Modifikation des Flächenverfahrens. Eine gemessene Sprungantwort erreicht zwischenzeitig ein eindeutiges Extremum. Die Auswertung des Flächenverfahrens wird an dem markierten Punkt abgebrochen. Das approximierte FOPTD-Modell bildet die Dynamik sehr gut ab, bietet jedoch keine stationäre Genauigkeit.

Zur Beurteilung der Abweichungen zwischen den Messdaten und der Sprungantwort des FOPTD-Modells wird ein *Analysemodell* eingeführt. Auch die Sprungantwort dieses Modells ist in Abbildung A.9 eingezeichnet. Das Analysemodell gibt die Messdaten ausreichend genau wieder. Dies gilt

auch für das detaillierte Kältekreislaufmodell – der Vorteil des Analysemodells ist jedoch, dass es regelungstechnische Stabilitätsuntersuchungen erleichtert.

Die Struktur des Analysemodells ist dargestellt in Abbildung A.10. Es besteht aus zwei parallel angeordneten FOPTD-Elementen und kann somit zeitlich parallel auftretende Wirkketten abbilden. Diese entstehen beispielsweise dadurch, dass die einschleifigen Regelkreise für den Niederdruck, die Überhitzung und den Mitteldruck während des Identifikationsprozesses geschlossen sind und als Teil des Systems betrachtet werden, siehe hierzu Abbildung 4.1. Die aus Abbildung A.9 resultierenden Parameter des Analyse- und des FOPTD-Modells sind aufgelistet in Tabelle A.1. Zwischenzeitige Extrema bei den Sprungantworten entstehen, wenn K_1 und K_2 unterschiedliche Vorzeichen und die Verzögerungen τ_1 und τ_2 signifikant unterschiedliche Werte aufweisen.

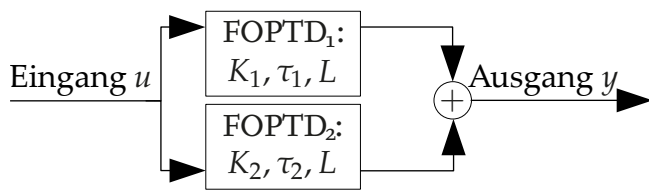


Abbildung A.10: Signalfluss des Analysemodells

Analysemodell					
K_1	1.7	τ_1	7.5 s	L	3.5 s
K_2	-0.7	τ_2	12.8 s		
FOPTD-Modell					
K	1.0	τ	3.8 s	L	3.9 s

Tabelle A.1: Parameter des Analysemodells

Das Analysemodell dient als Ausgangsbasis für Stabilitäts- und Robustheitsuntersuchungen. Diese gewährleisten, dass das geregelte System auch dann stabil ist, wenn Abweichungen zwischen dem realen System und dem für den Reglerentwurf verwendeten Modell vorliegen.

Mit Hilfe der Stabilitätsuntersuchungen kann die Modifikation des Flächenverfahrens untersucht werden. Sie ist genau dann sinnvoll, wenn die auf Basis des FOPTD-Modells ausgelegten Regler auch gut bei dem Analysemodell (stellvertretend für das detaillierte Kältekreislaufmodell) funktionieren. Ein Regler ist insbesondere dann "gut", wenn der geschlossene Regelkreis die bei der Auslegung zugrunde gelegten Stabilitätsmaße einhält.

Zur Einführung der Stabilitätsmaße dient das Nyquist-Diagramm von Abbildung A.11.

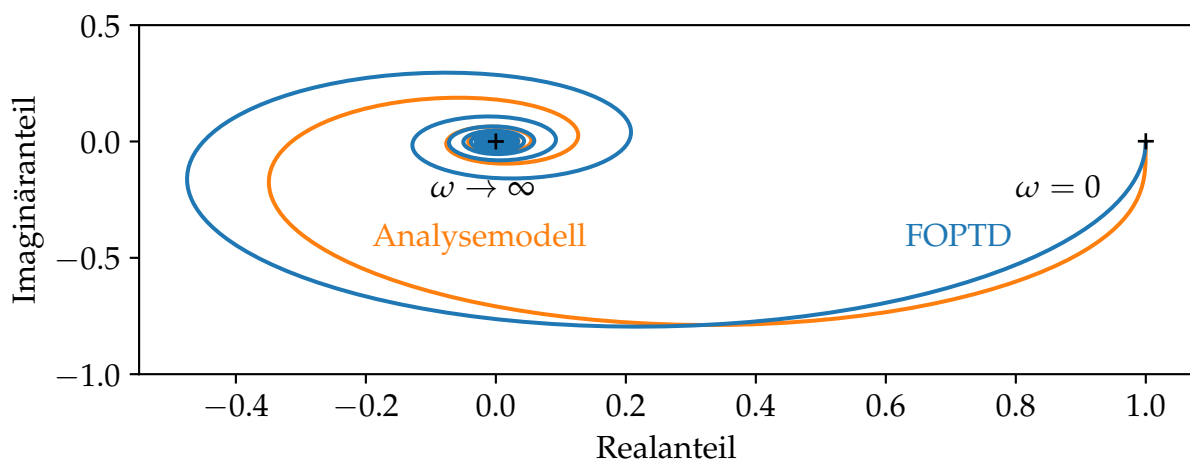


Abbildung A.11: Nyquist-Diagramm zur frequenzabhängigen Beschreibung des Eingangs-Ausgangsverhaltens für das Analyse- und das FOPTD-Modell. Die Verstärkung entspricht dem Abstand und die Phasenverschiebung dem Winkel zu dem Koordinatenursprung.

Abbildung A.11 stellt die Ortskurven des FOPTD- und des Analysemodells mit den Parameterwerten aus Abbildung A.1 dar. Wie auch Sprungantworten, veranschaulichen Ortskurven das Eingangs-Aus-

gangsverhalten. Im Gegensatz zu Sprungantworten erfolgt die Auswertung jedoch in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz ω . Der Hintergrund solcher Diagramme ist, dass die Systemantwort linearer Systeme dieselbe Frequenz wie die sinusförmige Anregung hat. Da die betrachteten physikalische Systeme ein Tiefpassverhalten aufweisen, verringert sich jedoch die Verstärkung zwischen dem Aus- und Eingang mit zunehmender Frequenz. Des Weiteren nimmt die Phasenverschiebung zwischen dem Aus- und Eingang zu (Lunze, 2010a).

Ein Bezug zwischen den erforderlichen Stabilitätsmaßen und dem Nyquist-Diagramm entsteht, wenn dieses für eine Reihenschaltung des Systems mit dem Regler erstellt werden. Bei den betrachteten Systemen kann mit Hilfe des *speziellen Nyquistkriteriums* anhand dieser offenen Kette beurteilt werden, ob die geschlossenen Regelkreise stabil sind: Stabilität liegt vor, wenn sowohl der separierte Regler als auch die separierte Strecke stabil sind und der kritische Punkt $(-1/0)$ im Nyquist-Diagramm nicht umlaufen wird. Alle im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Regler und Strecken sind stabil. Würde der Punkt $(-1/0)$ erreicht, läge eine Verstärkung des Betrags 1 mit einer Phasenverschiebung von 180° vor. Der geschlossene Regelkreis wäre grenzstabil und würde eine Dauerschwingung bewirken. Falls der Punkt $(-1/0)$ umlaufen würde, würde sich der Regelkreis aufschwingen und wäre instabil (Åström und Hägglund, 2006). Um dies zu vermeiden, beschreiben die in dieser Arbeit verwendeten Stabilitätsmaße den Abstand zu dem kritischen Punkt, siehe die Abbildung A.12.

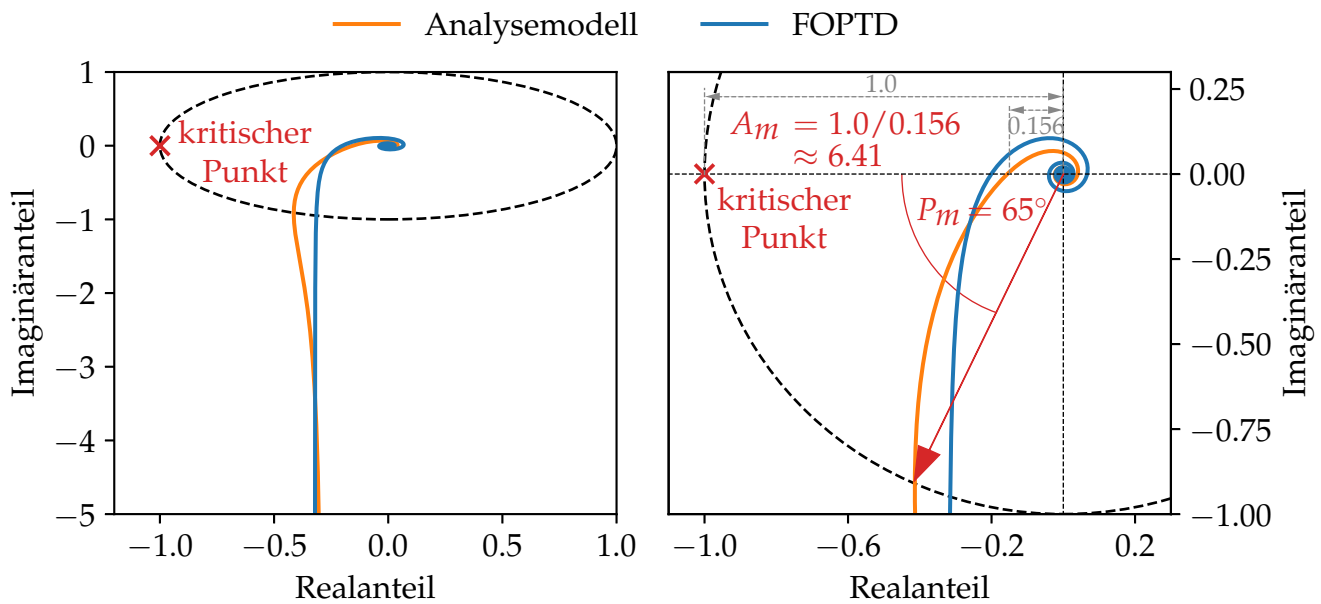


Abbildung A.12: Nyquist-Diagramm (links) und Ausschnitt (rechts) der Reihenschaltung von Strecke und Regler für das Analyse- und das FOPTD-Modell. Stabilitätsmaße beschreiben den Abstand zum kritischen Punkt $(-1/0)$. Wird dieser nicht erreicht, ist der Regelkreis stabil.

Die Abbildung zeigt die Ortskurven der Reihenschaltungen eines PI-Reglers mit dem Analysemodell und mit dem FOPTD-Modell. Die Reglerauslegung erfolgt auf Basis des FOPTD-Modells mit dem Ansatz von Ho u. a. (1995). Zwei Stabilitätskennzahlen sind ersichtlich, die *Amplitudenreserve* A_m und die *Phasenreserve* P_m .

Die Amplitudenreserve beschreibt das Verhältnis aus der maximal zulässigen Verstärkung von eins zu der tatsächlichen Verstärkung bei der kritischen Phasenverschiebung von 180° . Sie besagt, um

welchen konstanten Faktor die Regelstrecke verstärkt werden darf, um den Stabilitätsrand zu erreichen. Die Phasenreserve beschreibt die Differenz aus der maximal zulässigen zu der tatsächlichen Phase bei der kritischen Verstärkung von eins (Åström und Hägglund, 2006). Eine ausreichende Phasenreserve ist wichtig, falls die Strecke bei dem Reglerentwurf vernachlässigte integrierende Elemente aufweist.

Da die Auslegung auf Basis des FOPTD-Modells erfolgt, weist die Kombination des Reglers mit ebendiesem Modell exakt die angestrebten Werte von $A_m = 5.0$ und $P_m = 70^\circ$ auf. Die zentrale Botschaft von Abbildung A.12 ist, dass diese Werte auch dann annähernd eingehalten werden, wenn derselbe PI-Regler in Zusammenhang mit dem Analysemodell verwendet wird. Falls dies immer zutrifft und die auf Basis des FOPTD-Modells ausgelegten Regler auch zur Regelung des Analysemodells (und somit des detaillierten Modells des Kältekreislaufs) geeignet sind, ist nachgewiesen, dass die Modifikation des Flächenverfahrens sinnvolle Approximationen ermöglicht und für die Anwendung bei CO₂-Kompressionskältekreisläufen geeignet ist.

Zum Nachweis dient eine Variationsuntersuchung der Parameter des Analysemodells, siehe erneut Tabelle A.1. Den Verhältnissen der Verstärkungen K_2/K_1 werden Werte zwischen -60% und 60% , und den Verhältnissen der Verzögerungen τ_2/τ_1 Werte zwischen 100% und 600% zugewiesen. Die Variation von K_2/K_1 dient der Untersuchung, inwiefern die stationäre Verstärkung des parallelen Prozesses die Stabilität beeinflusst. Über Abbildung A.9 hinaus wird auch der Fall abgedeckt, dass beide parallelen Prozesse dasselbe Vorzeichen, und somit dieselbe Wirkrichtung, aufweisen. Die Variation von τ_2/τ_1 dient der Untersuchung, ob das Verfahren für parallele Prozesse mit sowohl geringen als auch sehr hohen Verzögerungen funktioniert.

Die Ergebnisse sind abgebildet in den Abbildungen A.13 und A.14. Die erstgenannte Abbildung gilt für $L/\tau_1 = 20\%$, und somit für Systeme mit geringen Totzeiten. Die zweitgenannte Abbildung gilt für $L/\tau_1 = 40\%$, und somit für Systeme mit signifikanten Totzeiten. Die Auswertung des Flächenverfahrens, also von Gleichung A.6, wird abgebrochen, sobald die Änderungsrate der Sprungantwort weniger als 5% des Maximalwerts beträgt.

Die Abbildungen veranschaulichen, dass die angestrebten Stabilitätsmaße von $A_m = 5.0$ und $P_m = 70^\circ$ nicht exakt erreicht werden. Die Amplitudenreserve wird in vielen Fällen über-, und die Phasenreserve unterschritten. Insgesamt sind die Abweichungen jedoch gering. Die Abbildungen belegen somit, dass die beschriebene Modifikation des Flächenverfahrens eine sinnvolle Approximation mit FOPTD-Modellen, und somit eine stabile Reglerauslegung, ermöglicht.

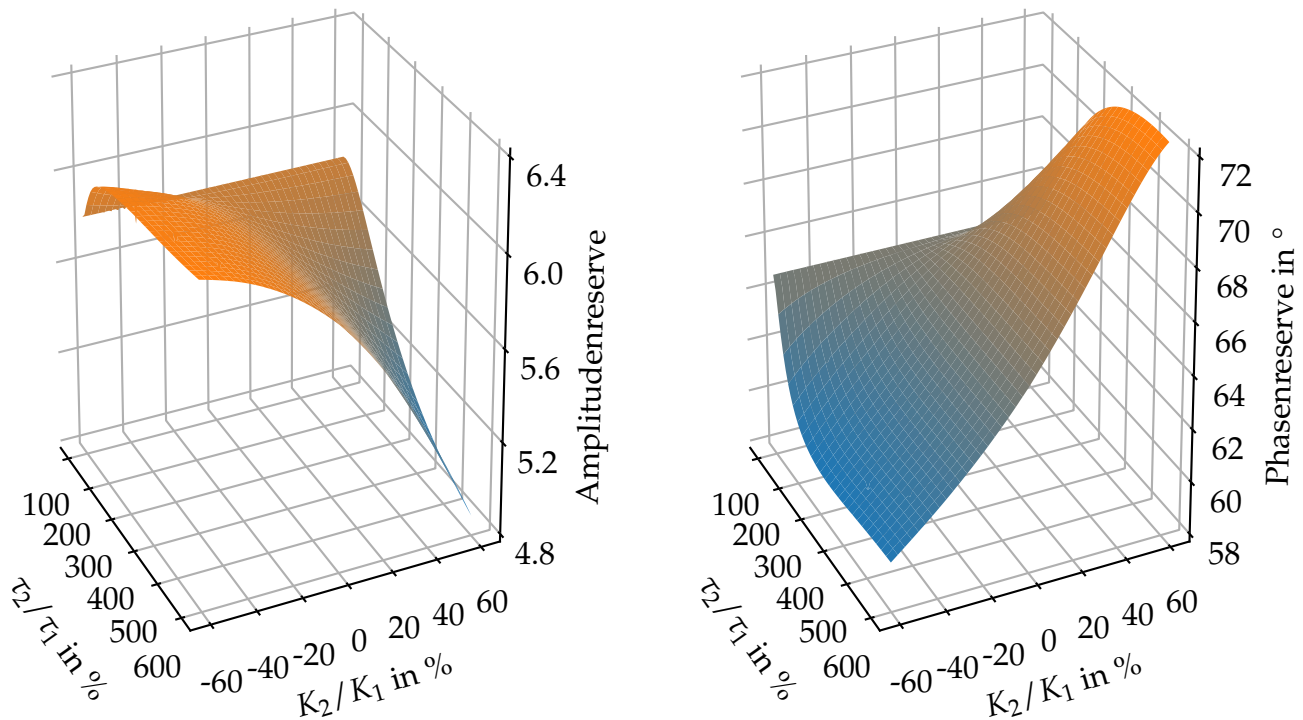


Abbildung A.13: Amplituden- und Phasenreserve des Analysemodells mit $L/T_1 = 20\%$ mit einem PI-Regler, ausgelegt unter Verwendung des modifizierten Flächenverfahrens. Die angestrebten Werte für die Amplituden- bzw. Phasenreserve von 5.0 bzw. 70° werden annähernd eingehalten.

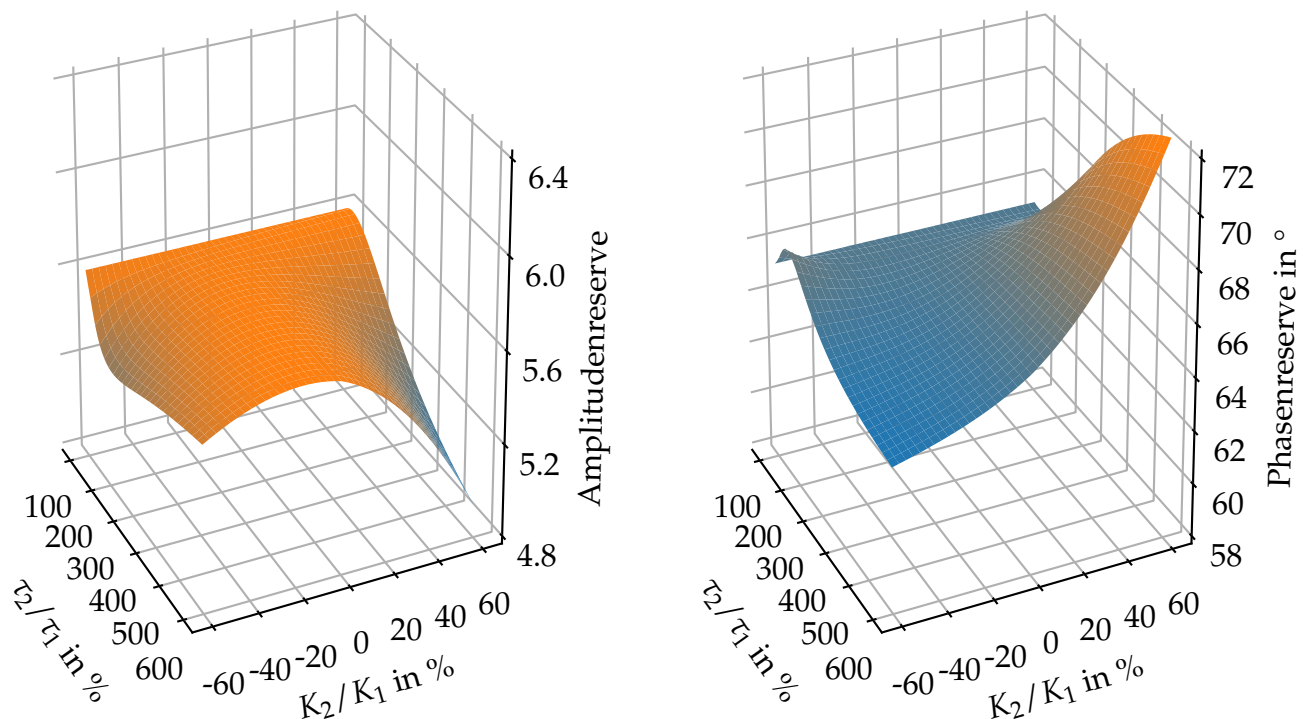


Abbildung A.14: Amplituden- und Phasenreserve des Analysemodells mit $L/T_1 = 40\%$ mit einem PI-Regler, ausgelegt unter Verwendung des modifizierten Flächenverfahrens. Die angestrebten Werte für die Amplituden- bzw. Phasenreserve von 5.0 bzw. 70° werden annähernd eingehalten.

A.6 Vereinfachte Stationäre Entkopplung nach Åström u. a. (2001)

Eine Modifikation der *Vereinfachten Stationären Entkopplung* erfolgt in Åström u. a. (2001). Das Blockschaltbild ist gegeben in Abbildung A.15 und weist nur geringe Modifikationen im Vergleich zu Abbildung 4.9 auf. Nachteilig bei einer stationären Entkopplung sind die verbleibenden Nebenkopplungen, welche in den Nebendiagonalelementen von Gleichung 4.8 sichtbar sind. Die Modifikation kann diese zwar nicht eliminieren, den Einfluss auf die geschlossenen Regelkreise aber minimieren. Ausgangspunkt ist der stationäre Entkoppler $\mathbf{D}_A(0)$.

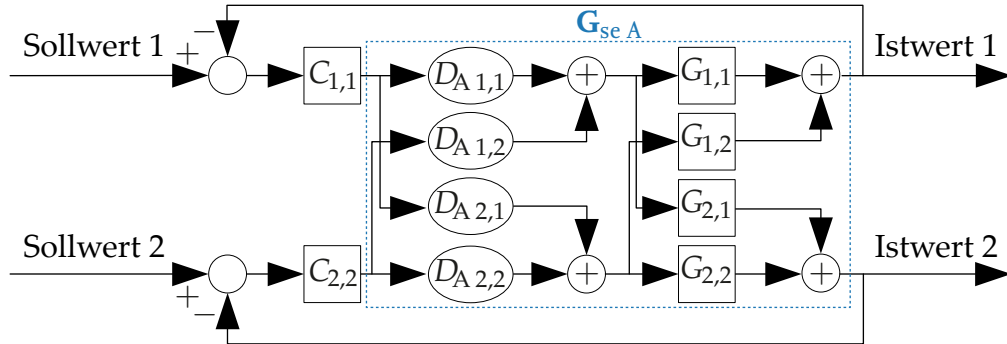


Abbildung A.15: Blockschaltbild der Vereinfachten Stationären Entkopplung nach Åström u. a. (2001). Die Blöcke \mathbf{G} sind FOPTD-Elemente, die Blöcke \mathbf{C} Regler- und die Blöcke \mathbf{D}_A stationäre Entkopplerelemente.

$$\mathbf{D}_A(0) = \begin{bmatrix} D_{A\,1,1} & D_{A\,1,2} \\ D_{A\,2,1} & D_{A\,2,2} \end{bmatrix} = \frac{1}{\det(\mathbf{G}(0))} \begin{bmatrix} G_{2,2}(0) & -G_{1,2}(0) \\ -G_{2,1}(0) & G_{1,1}(0) \end{bmatrix} \quad (\text{A.17})$$

Die Regler werden für die Diagonalelemente des neuen Systems $\mathbf{G}_{\text{se } A}(s)$ ausgelegt.

$$\mathbf{G}_{\text{se } A}(s) = \mathbf{G}(s) \mathbf{D}_A(0) \quad (\text{A.18})$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{G_{2,2}(s) G_{1,1}(0) - G_{1,2}(s) G_{2,1}(0)}{\det(\mathbf{G}(0))} & \frac{G_{1,2}(s) G_{1,1}(0) - G_{1,1}(s) G_{1,2}(0)}{\det(\mathbf{G}(0))} \\ \frac{G_{2,1}(s) G_{2,2}(0) - G_{2,2}(s) G_{2,1}(0)}{\det(\mathbf{G}(0))} & \frac{G_{2,2}(s) G_{1,1}(0) - G_{2,1}(s) G_{1,2}(0)}{\det(\mathbf{G}(0))} \end{bmatrix} \quad (\text{A.19})$$

Der Vorteil der Modifikation durch Åström u. a. (2001) ist, dass die Hauptdiagonalelemente der neuen Matrix $\mathbf{G}_{\text{se } A}(s)$ eine stationäre Verstärkung von eins aufweisen. Werden die verbleibenden dynamischen Einflüsse der Nebenkopplungen abgeschätzt, können diese ins Verhältnis zu den Hauptkopplungen gesetzt und somit quantitativ bewertet werden. Die Abschätzung erfolgt mittels einer Taylorreihenentwicklung, welche nach dem von der Frequenz s linear abhängigen Term abgebrochen wird.

$$G_{\text{se } A\,1,2}(s) \approx \kappa_{1,2} s \quad (\text{A.20})$$

$$G_{\text{se } A\,2,1}(s) \approx \kappa_{2,1} s \quad (\text{A.21})$$

Relevant für die Regelgüte sind nicht ausschließlich die Querkopplungen der Matrix $\mathbf{G}_{\text{se } A}(s)$, sondern die Querkopplungen der geschlossenen Regelkreise. Diese sind sowohl von der Matrix $\mathbf{G}_{\text{se } A}(s)$ als auch von den verwendeten PID-Reglern abhängig. Um diese Querkopplungen zu reduzieren, empfehlen Åström u. a. (2001) die Verwendung des *Setpoint Weighting*. Hierbei wird für das Führungsverhalten ausschließlich der Integral-, jedoch nicht der Proportional- oder Differentialanteil der Regler verwendet. Für diesen Fall können die Querkopplungen der geschlossenen Regelkreise mit

Im Folgenden werden die Elemente von $\tilde{\mathbf{G}}(s)$ betrachtet. Sie können aufgeteilt werden in die gemeinsame Totzeit L_{\min} und einen verbleibenden Term.

$$\tilde{G}_{j,i}(s) = Q_{j,i}(s) e^{-L_{\min} s} \quad (\text{A.27})$$

Die Regler ergeben sich zu

$$C_{j,i}(s) = \frac{k_i e^{-L_{C,j,i} s}}{R_{j,i}(s) s} \quad (\text{A.28})$$

Die Variable $R_{j,i}(s)$ wird für minimalphasige Systeme mit Gleichung A.29 und für nichtminimalphasige Systeme mit Gleichung A.30 berechnet. s_0 ist die mögliche Nullstelle mit positivem Realteil.

$$R_{j,i}(s) = Q_{j,i}(s) \quad (\text{A.29})$$

$$R_{j,i}(s) = -Q_{j,i}(s) \frac{s + s_0}{s - s_0} \quad (\text{A.30})$$

Damit die Regler die gewünschte PID-Form aufweisen, wird die folgende Struktur gefordert. Dies erfordert Approximationen von Summen und Produkten von Übertragungsfunktionen.

$$R_{j,i}(s) \approx 1 / \left(R_{j,i,2} s^2 + R_{j,i,1} s + R_{j,i,0} \right) \quad (\text{A.31})$$

Wenn der erste Summand vernachlässigbar ist, kann $R_{j,i}(s)$ als Element erster Ordnung approximiert werden, wodurch das dazugehörige Element $C_{j,i}(s)$ keinen differentiellen Anteil erfordert. Der Einfluss des letzten Summanden entscheidet, ob ein Integralanteil erforderlich ist. Wenn alle Terme signifikant sind, resultiert ein PID-Regler.

Die Parameter k_1 und k_2 sind Verstärkungsfaktoren, welche in Abhängigkeit der Amplitudenreserven $A_{m,1}$ und $A_{m,2}$ für die Frequenz ω_i gewählt werden.

$$k_i = \frac{\omega_i}{A_{m,i}} \quad (\text{A.32})$$

Diese Frequenz kann mit Gleichung A.33 für minimalphasige und mit Gleichung A.34 für nichtminimalphasige Systeme mit der positiven Nullstelle s_0 berechnet werden.

$$\omega_i = \frac{\pi}{2 L_i} \quad (\text{A.33})$$

$$\tan(\omega_i L_i) = \frac{1 - \frac{\omega_i^2}{s_0^2}}{2 \frac{\omega_i}{s_0}} \quad (\text{A.34})$$

Die Totzeiten L_i werden berechnet mit

$$L_i = L_n - \min(\hat{L}_{jj}, \hat{L}_{ji}) \quad i \neq j \quad (\text{A.35})$$

$$L_n = L_{\min} + \min(\hat{L}_{1,1} + \hat{L}_{2,2}, \hat{L}_{1,2} + \hat{L}_{2,1}). \quad (\text{A.36})$$

Schließlich ergeben sich die Totzeiten der Reglerelemente zu

$$L_{C,i,i} = \hat{L}_{j,j} - \min(\hat{L}_{j,j}, \hat{L}_{j,i}) \quad i \neq j \quad (\text{A.37})$$

$$L_{C,j,i} = \hat{L}_{j,i} - \min(\hat{L}_{j,j}, \hat{L}_{j,i}) \quad i \neq j. \quad (\text{A.38})$$

A.8 Auswahl vorteilhafter Entkopplungsregler: Zentralisierte PID-Regelung

Bei der Zentralisierten PID-Regelung weisen sowohl die Entkoppler- als auch die eigentlichen Reglerelemente PID-Form auf. Gemäß den Gleichungen A.29 und A.30 basiert der Entwurf auf einer Approximation der Elemente der Matrix

$$\mathbf{R}(s) = \begin{bmatrix} G_{1,1} \cdot e^{L_{\min} s} - \frac{G_{2,1} \cdot G_{1,2} \cdot e^{L_{\min} s}}{G_{22}} & G_{2,1} \cdot e^{L_{\min} s} - \frac{G_{1,1} \cdot G_{2,2} \cdot e^{L_{\min} s}}{G_{12}} \\ G_{1,2} \cdot e^{L_{\min} s} - \frac{G_{1,1} \cdot G_{2,2} \cdot e^{L_{\min} s}}{G_{21}} & G_{2,2} \cdot e^{L_{\min} s} - \frac{G_{2,1} \cdot G_{1,2} \cdot e^{L_{\min} s}}{G_{11}} \end{bmatrix} \quad (\text{A.39})$$

$$L_{\min} = \min(L_{1,1}, L_{1,2}, L_{2,1}, L_{2,2}). \quad (\text{siehe A.25})$$

In den genannten Veröffentlichungen wird nicht auf die sinnvolle Anzahl von Reglerelementen mit Integratoren eingegangen. Dies ist jedoch sehr wichtig, da zur Regelung von zwei Ausgängen nicht mehr als zwei Integratoren verwendet werden sollten (Lunze, 2010b), da ansonsten zwei oder mehr Elemente aufintegriert werden könnten ohne den Reglerausgang zu beeinflussen. Aus demselben Grund wäre ein Anti-Windup nicht umzusetzen. Eine Verwendung von weniger als zwei Integratoren ist wiederum nicht sinnvoll, da dies zu bleibenden Regelabweichungen führen würde. Wichtig für dieses Verfahren ist somit, dass die Reglerelemente für die Hauptkopplungen $C_{1,1}(s)$ und $C_{2,2}(s)$, nicht jedoch die Reglerelemente $C_{1,2}(s)$ und $C_{2,1}(s)$, ein integrales Verhalten aufweisen.

Diese Einschränkungen können in Anforderungen an die FOPTD-Parameter überführt werden. Die Argumentation beruht auf einer konstanten Summe der generalisierten Zeitkonstante für die zweiten Summanden in Gleichung A.39. Eine hohe Approximationsgüte mit integrierenden Elementen für die Reglerelemente $C_{1,1}(s)$ und $C_{2,2}(s)$ ist wahrscheinlich, wenn gilt

$$\tau_{2,2} < \tau_{1,2} + \tau_{2,1} \wedge \tau_{1,1} < \tau_{1,2} + \tau_{2,1}. \quad (\text{A.40})$$

Diese Forderung entspricht Gleichung 4.34 für die Vereinfachte Dynamische Entkopplung. Damit die Reglerelemente $C_{1,2}(s)$ und $C_{2,1}(s)$ keine integrierenden Elemente aufweisen, sollte zudem gelten

$$\tau_{1,2} > \tau_{1,1} + \tau_{2,2} \wedge \tau_{2,2} > \tau_{1,2} + \tau_{2,1}. \quad (\text{A.41})$$

Die Gleichung bedeutet, dass die Nebenkopplungen des Systems hohe Verzögerungen aufweisen sollten. Dies ist für den CO_2 -Kältekreislauf nicht zwingend gegeben, beispielsweise ist eine schnelle Beeinflussung der Kältemitteltemperatur durch das Ventil möglich. Aufgrund der Herausforderungen bei der Approximation von Gleichung A.39 wird die Zentralisierten PID-Regelung im Rahmen dieser Arbeit nicht implementiert.

A.9 Approximation der Summe von zwei FOPTD-Modellen

Das Ziel ist die Approximation $G_{1+2}(s) \approx G_1(s) + G_2(s)$ der Summe von zwei FOPTD-Modellen mit einem weiteren FOPTD-Modell. Wie bereits in Abschnitt 4.5 für den CO_2 -Kompressionskältekreislauf nachgewiesen, wird davon ausgegangen, dass die beiden zu summierenden Übertragungsfunktionen dasselbe Vorzeichen haben. Die Methode wird deutlich anhand von Abbildung A.17.

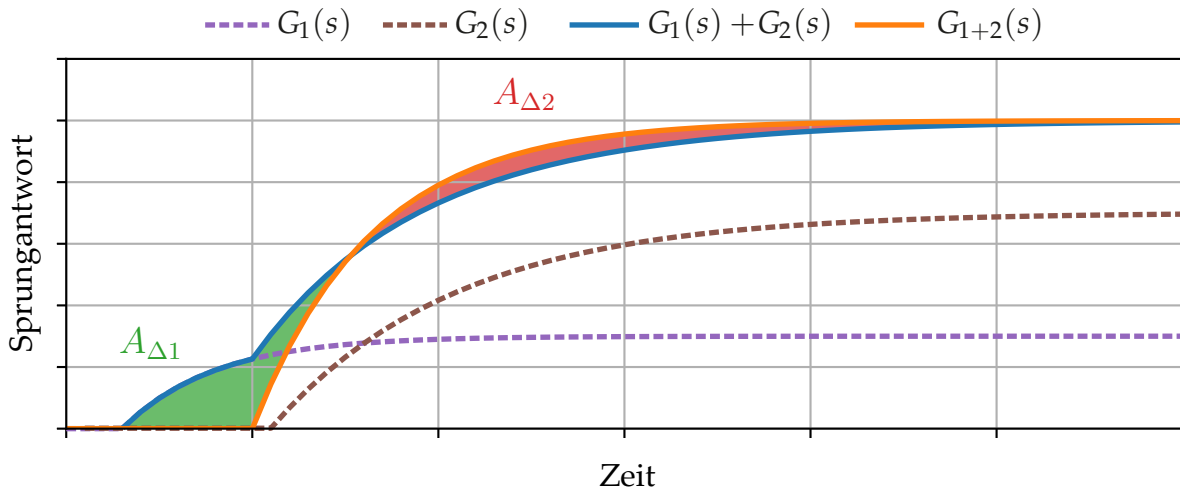


Abbildung A.17: Sprungantworten von zwei FOPTD-Elementen $G_1(s)$ und $G_2(s)$, der Summe $G_1(s) + G_2(s)$ und der dazugehörigen Approximation $G_{1+2}(s)$ mit einem weiteren FOPTD-Element

Die Modelle werden sortiert, sodass $L_2 \geq L_1$. Die stationäre Verstärkung K_{1+2} ergibt sich aus der Summe der Verstärkungen der Ursprungsmodelle. Die Totzeit L_{1+2} ist als das Maximum der Totzeiten festgelegt, was zu einer sehr konservativen und robusten Auslegung von PID-Reglern führt. Die Zeitkonstante τ_{1+2} kann auf Basis der Forderung berechnet werden, dass das zeitliche Integral von der resultierenden Abweichung der Sprungantworten null ist. Dies entspricht der in Isermann (1992) vorgestellten Regel der konstanten Summe der generalisierten Zeitkonstanten und bedeutet, dass die Flächen $A_{\Delta 1}$ und $A_{\Delta 2}$ gleich groß sind.

$$K_{1+2} = K_1 + K_2 \quad (\text{A.42})$$

$$L_{1+2} = L_2 \quad \text{für } L_2 \geq L_1 \quad (\text{A.43})$$

$$\tau_{1+2} = \frac{K_1 \cdot (\tau_1 + L_1 - L_2) + \tau_2 \cdot K_2}{K_1 + K_2} \quad \text{für } L_2 \geq L_1 \quad (\text{A.44})$$

A.10 Monotonie der Summe von zwei FOPTD-Elementen

In diesem Abschnitt erfolgt die Herleitung der Gleichungen 4.27 und 4.28. Der Hintergrund ist, dass in Abschnitt 4.5 das folgende Kriterium von Åström und Hägglund (2006) eingeführt wurde um zu beurteilen, ob die Anwendung von PID-Reglern sachgemäß ist.

$$m_I = \left| \frac{\int_0^\infty \text{Impulsantwort}(t) dt}{\int_0^\infty |\text{Impulsantwort}(t)| dt} \right| = \left| \frac{\int_0^\infty g(t) dt}{\int_0^\infty |g(t)| dt} \right| \geq 0.8 \quad (\text{siehe 4.22})$$

Die Impulsantwort oder Gewichtsfunktion ist die zeitliche Ableitung der Sprungantwort von der zu regelnden Strecke. Wie bereits erwähnt in Abschnitt A.5, wird sie als $g(t)$ bezeichnet.

Bei der Vereinfachten Stationären Entkopplung besteht die zu regelnde Strecke aus der Summe von zwei FOPTD-Elementen. Die folgende Herleitung dient der Berechnung der Monotonie für die Funktion

$$G_{1+2}(s) = G_1(s) + G_2(s). \quad (\text{A.45})$$

Da für die Monotonie ansonsten stets $m_I = 1$ gilt, wird vorausgesetzt, dass die Summanden unterschiedliche Vorzeichen aufweisen.

$$K_1 \cdot K_2 < 0 \quad (\text{A.46})$$

Da die Impulsantwort die zeitliche Ableitung der Sprungantwort ist, folgt für das zeitliche Integral im Zähler von Gleichung 4.22 intuitiv

$$\int_0^\infty g_{1+2}(t) dt = K_1 + K_2. \quad (\text{A.47})$$

Für die Berechnung des Nenners wird, ohne Verlust an Allgemeinheit, angenommen, dass $L_1 \leq L_2$.

Die Integralbildung über den Absolutwert erfordert die Aufteilung in drei Integrale.

$$\int_0^\infty |g_{1+2}(t)| dt = \left| \int_{L_1}^{L_2} g_1(t) dt + \int_{L_2}^x [g_1(t) + g_2(t)] dt - \int_x^\infty [g_1(t) + g_2(t)] dt \right| \quad (\text{A.48})$$

Für das erste Integral gilt aufgrund der Totzeit $g_2(t \leq L_2) = 0$. Während des zweiten und dritten Integrals sind beide Summanden ungleich null. Die Aufteilung ist notwendig aufgrund des Vorzeichenwechsels.

Zur Vereinfachung der Herleitung wird die minimale Totzeit L_1 nicht berücksichtigt und die Totzeit L_2 um diesen Wert verringert.

$$\int_0^\infty |g_{1+2}(t)| dt = \left| \int_0^{L_2-L_1} \tilde{g}_1(t) dt + \int_{L_2-L_1}^{\tilde{x}} [\tilde{g}_1(t) + \tilde{g}_2(t)] dt - \int_{\tilde{x}}^\infty [\tilde{g}_1(t) + \tilde{g}_2(t)] dt \right| \quad (\text{A.49})$$

$$= \left| \int_0^{\tilde{x}} \tilde{g}_1(t) dt + \int_{L_2-L_1}^{\tilde{x}} \tilde{g}_2(t) dt - \int_{\tilde{x}}^\infty \tilde{g}_1(t) dt - \int_{\tilde{x}}^\infty \tilde{g}_2(t) dt \right| \quad (\text{A.50})$$

$$= \left| K_1 \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tilde{x}}{\tau_1}} \right) + K_2 \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tilde{x}+L_1-L_2}{\tau_2}} \right) - K_1 e^{-\frac{\tilde{x}}{\tau_1}} - K_2 e^{-\frac{\tilde{x}+L_1-L_2}{\tau_2}} \right| \quad (\text{A.51})$$

$$= \left| K_1 \cdot \left(1 - 2 e^{-\frac{\tilde{x}}{\tau_1}} \right) + K_2 \cdot \left(1 - 2 e^{-\frac{\tilde{x}+L_1-L_2}{\tau_2}} \right) \right| \quad (\text{A.52})$$

Einsetzen von Gleichung A.52 und Gleichung A.47 in die Ausgangsgleichung 4.22 führt zu

$$m_I = \left| \frac{K_1 + K_2}{K_1 \cdot \left(1 - 2 e^{-\frac{\tilde{x}}{\tau_1}} \right) + K_2 \cdot \left(1 - 2 e^{-\frac{\tilde{x}+L_1-L_2}{\tau_2}} \right)} \right|. \quad (\text{A.53})$$

Die in Abschnitt 4.5 angegebene Gleichung 4.27 erhält man durch die Substitution, dass nicht die Summe $G_1 + G_2$, siehe Gleichung A.45, sondern $G_{i,i} - G_{i,j} \frac{K_{j,i}}{K_{j,j}}$, berechnet wird, siehe die Gleichungen 4.23 und 4.24.

Der Zeitpunkt \tilde{x} des Vorzeichenwechsels lässt sich berechnen mit

$$\tilde{g}_1(t) + \tilde{g}_2(t) = 0. \quad (\text{A.54})$$

Unter Ausnutzung der FOPTD-Struktur führt dies zu

$$\frac{K_1}{\tau_1} e^{-\frac{\tilde{x}}{\tau_1}} + \frac{K_2}{\tau_2} e^{-\frac{\tilde{x}+L_1-L_2}{\tau_2}} = 0. \quad (\text{A.55})$$

Das gesuchte Ergebnis ist

$$\tilde{x} = \frac{\ln \left(\frac{K_2 \tau_1}{K_1 \tau_2} \right) \tau_1 \tau_2 + \tau_1 \cdot (L_1 - L_2)}{\tau_2 - \tau_1}. \quad (\text{A.56})$$

Die in Abschnitt 4.5 angegebene Gleichung 4.28 erhält man erneut durch die Substitution, dass nicht die Summe $G_1 + G_2$, sondern $G_{i,i} - G_{i,j} \frac{K_{j,i}}{K_{j,j}}$, gesucht wird.

A.11 Beispiel zur Zentralisierten Inversen Entkopplung

Bei der Zentralisierten Inversen Entkopplung erfolgt die Zuordnung zwischen den Reglerelementen und den Systemeingängen auf Basis der Totzeiten der Übertragungsfunktionen. Zur Regelung eines Ausgangs wird derjenige Eingang verwendet, welcher den schnellstmöglichen Einfluss ausübt. Dies wird deutlich an dem aus Garrido u. a. (2011b) entnommenen Beispiel des Reaktors.

Hierbei wird der Reaktor zur Polymerisation durch die folgende Übertragungsfunktionsmatrix beschrieben.

$$\mathbf{G}_P(s) = \begin{bmatrix} \frac{22.89 e^{-0.2 s}}{4.572 s+1} & \frac{-11.64 e^{-0.4 s}}{1.807 s+1} \\ \frac{4.689 e^{-0.2 s}}{2.174 s+1} & \frac{5.80 e^{-0.4 s}}{1.801 s+1} \end{bmatrix} \quad (\text{A.57})$$

Beide Ausgänge (Zeile 1 und Zeile 2) werden besonders schnell durch den Eingang 1 (Spalte 1) beeinflusst. Somit sind die Anforderungen Gleichung 4.35 bzw. Gleichung 4.36 nicht erfüllt. Die Zentralisierte Inverse Entkopplung wird anwendbar, indem der erste Systemeingang eine zusätzliche Totzeit von 0.2 Zeiteinheiten erhält.

$$\tilde{\mathbf{G}}_P(s) = \begin{bmatrix} \frac{22.89 e^{-0.4 s}}{4.572 s+1} & \frac{-11.64 e^{-0.4 s}}{1.807 s+1} \\ \frac{4.689 e^{-0.4 s}}{2.174 s+1} & \frac{5.80 e^{-0.4 s}}{1.801 s+1} \end{bmatrix} \quad (\text{A.58})$$

Da alle Totzeiten nun exakt gleich sind, bestehen zwei Möglichkeiten. Entweder dient Eingang 1 zur Beeinflussung von Ausgang 1 und Eingang 2 zur Beeinflussung von Ausgang 2 oder genau umgekehrt. Falls sich die Werte der Totzeiten während des Betriebs minimal ändern, kann ein Wechsel der Zuordnung erforderlich sein.

Das zweite Beispiel des Rosenbrock-Systems $\mathbf{G}_R(s)$ aus Rosenbrock (1972) wurde bereits in Nöding u. a. (2018a) untersucht und veranschaulicht die Überprüfung auf Nullstellen mit positivem Realteil.

$$\mathbf{G}_R(s) = \begin{bmatrix} \frac{1}{s+1} & \frac{2}{s+3} \\ \frac{1}{s+1} & \frac{1}{s+1} \end{bmatrix} \quad (\text{A.59})$$

Die Determinante wird berechnet zu

$$\det(\mathbf{G}_R) = \left(\frac{1}{s+1} \right)^2 - \frac{1}{s+1} \frac{2}{s+3} \quad (\text{A.60})$$

$$= \frac{1}{s+1} \frac{(s+3) - 2(s+1)}{(s+1)(s+3)} \quad (\text{A.61})$$

$$= \frac{1}{s+1} \left[\frac{s+3-2s-2}{(s+1)(s+3)} \right] \quad (\text{A.62})$$

$$= \frac{1}{s+1} \frac{-s+1}{(s+1)(s+3)} \quad (\text{A.63})$$

$$= \underbrace{-\frac{s-1}{s+1}}_{\text{Allpass 1. Ordnung}} \underbrace{\frac{1}{(s+1)(s+3)}}_{\text{minimalphasig}}. \quad (\text{A.64})$$

Es liegen drei Polstellen bei $p_1 = p_2 = -1$, $p_3 = -3$ und eine Nullstelle mit positivem Realteil bei $s_0 = 1$ vor. Die Zentralisierte Inverse Entkopplung ist nicht anwendbar, wenn die Nullstelle keinem Ein- oder Ausgang zuzuordnen ist (Garrido u. a., 2011b). Um dies zu überprüfen, erfolgt eine Singulärwertzerlegung bei $s = s_0 = 1$.

$$\mathbf{G}_R(1) = \begin{bmatrix} 0.5 & 0.5 \\ 0.5 & 0.5 \end{bmatrix} \quad (\text{A.65})$$

$$= \underbrace{\begin{bmatrix} -0.7071 & -0.7071 \\ -0.7071 & 0.7071 \end{bmatrix}}_{\mathbf{U}} \underbrace{\begin{bmatrix} 1. & 0. \\ 0. & 0. \end{bmatrix}}_{\Sigma} \underbrace{\begin{bmatrix} -0.7071 & -0.7071 \\ -0.7071 & 0.7071 \end{bmatrix}}_{\mathbf{V}^t} \quad (\text{A.66})$$

Bei der Singulärwertzerlegung wird die Matrix in drei weitere Matrizen zerlegt. \mathbf{U} und \mathbf{V} sind die linken und rechten Eigenvektoren der Matrix, d. h. die Determinanten von \mathbf{U} und \mathbf{V} ist eins. Da die Determinante von drei quadratischen Matrizen das Produkt der einzelnen Determinanten ist, muss gelten

$$\det(\Sigma) = 0. \quad (\text{A.67})$$

Σ enthält die Singulärwerte auf den Diagonaleinträgen. Der zweite Diagonaleintrag ist verantwortlich dafür, dass die Determinante null ist. Da dieser Eintrag weder \mathbf{U} noch \mathbf{V} , und somit keinem Ein- oder Ausgang, zuzuordnen ist, kann die Zentralisierte Inverse Entkopplung nicht angewandt werden.

B Nomenklatur

Abkürzungen

BP	Betriebspunkt
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)
FOPTD	First-Order Plus Time Delay
NGR	Null-Gradientenregelung
RGA	Relative Gain Array (Relative Verstärkungsmatrix)
TITO	Two-Input Two-Output

Griechische Buchstaben

β	isobarer thermischer Ausdehnungskoeffizient in $1/K$
ϵ	Aufschlag für Umschaltpunkt in K
η	Wirkungsgrad
κ	linearer Einflussfaktor Querkopplung
ω	Frequenz in $1/s$
ρ	Kältemitteldichte in kg/m^3
σ	Heaviside-Funktion
τ	Verzögerung in s
τ_N	Nachstellzeit in s
ϑ	Temperatur in $^{\circ}C$
ϑ_s	Sättigungstemperatur in $^{\circ}C$
ζ	Druckverlustbeiwert

Lateinische Buchstaben

a	Einflussfaktor auf Gaskühleraustrittstemperatur
A	Fläche in m^2
A_m	Amplitude Margin (Amplitudenreserve)
c	Konstante für Komponentenverhalten
$C(s)$	Regler- bzw. Entkopplerelement
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck in $J/(kg\ K)$
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)
$D(s)$	Entkopplerelement
$\mathbf{D}(s)$	Entkoppler
$G(s)$	Übertragungsfunktion
$\mathbf{G}(s)$	Übertragungsfunktionsmatrix
h	spezifische Enthalpie in J/kg

$g(t)$	Impulsantwort/Gewichtsfunktion (zeitl. Ableitung der Sprungantwort)
k	Verstärkungsfaktor
K	stationäre Systemverstärkung
kA	Wärmedurchgangskoeffizient in W/K
L	Totzeit in s
\dot{m}	Kältemittelmassenstrom in kg/s
m_I	Monotonie-Index
n	Drehzahl in 1/s
n_{Rohr}	Anzahl Rohrbündel des Gaskühlers
p	Druck in Pa
ph	Hochdruck in Pa
pm	Mitteldruck in Pa
pl	Niederdruck in Pa
p_s	Sättigungsdruck in Pa
$\Delta \hat{p}$	Soll-Druckdifferenz in Pa
P	Leistung in W
P_m	Phase Margin (Phasenreserve)
$q(s)$	Hilfsvariable zum Entkopplerentwurf
\dot{Q}	Wärmestrom in W
q	spezifische Wärme in J/kg
$r/r(s)$	Hilfsvariable zum Entkopplerentwurf
$S(s)$	Sensitivitätsfunktion
s_0	Nullstelle
sc	Unterkühlung in K
sh	Überhitzung in K
t	Zeit in s
T	Temperatur in K
$u(t)/U(s)$	Systemeingang
V	Volumen in m ³
w	spezifische Arbeit in J/kg
X	differentieller Zustand
$y(t)/Y(s)$	Systemausgang

Indizes

aktuell	aktuell
aus	Austritt
am	Aufheizmodus
A	nach Åström u. a. (2001)
bedarf	Bedarf
beladung	Beladung
de	dynamisch entkoppelt
D	differential

ein	Eintritt
Ejek	Ejektor
Fl	Fluid
GK	Gaskühler
isen	Isentrop
I	integral
k	Kälte
Komp	Verdichter
km	Kühlmodus
luft	Luft
max	maximal
min	minimal
opt	optimal
P	proportional
ref	Referenz
s	Sättigung
se	stationär entkoppelt
Soll	Soll
Speicher	Speicher
Sys	System
total	total
umg	Umgebung
Vent	Ventilator
Verd	Verdampfer
vorlauf	Vorlauf
w	Wärme
wrg	Wärmerückgewinnung
zw	zusätzliche Wärme
zyk	Zyklus

C Abbildungsverzeichnis

1.1	System mit Expansionsventil und Ventilator	2
1.2	Prozess des Systems mit Expansionsventil und Ventilator im p - h -Diagramm	2
1.3	System mit für die Wärmeauskopplung in Reihe geschalteten Wärmeübertragern	4
1.4	Für eine Wärmeauskopplung vorteilhafter Temperaturgleit von CO_2	4
1.5	Prozess des Systems mit und ohne Erhöhung des Hochdrucks im p - h - und im T - h -Diagramm	5
2.1	System mit Expansionsventil und Flash-Gas-Abscheidung	12
2.2	Prozess des Systems mit Expansionsventil und Flash-Gas-Abscheidung im p - h -Diagramm	12
2.3	System mit Ejektor	12
2.4	Prozess des Systems mit Ejektor im p - h -Diagramm	12
2.5	Konvexer und konkaver Zusammenhang zwischen Aufwand und Nutzen	14
2.6	Vereinfachte Darstellung der neuartigen Regelstruktur mit dem NGR-Verfahren	16
2.7	Konturplot des Kälte-COP in Abhängigkeit des Hochdrucks und der Ventilatordrehzahl für den transkritischen Betrieb	18
2.8	Kaskadenregler zur Verbesserung des Störverhaltens	18
2.9	Regelstruktur für System mit Expansionsventil	20
2.10	Regelstruktur für System mit Expansionsventil und Flash-Gas-Abscheidung	21
2.11	Regelstruktur für System mit Ejektor	22
2.12	Werte des minimalen Hochdrucks ph_{\min} in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ϑ_{umg}	23
2.13	Hilfsvariable a_{ph} in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur	24
2.14	Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{GK}}$ in Abhängigkeit des Hochdrucks ph und der Umgebungstemperatur ϑ_{umg}	24
2.15	Hilfsvariable a_{Vent} in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur	25
2.16	Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{GK}}$ in Abhängigkeit der Ventilatordrehzahl n_{Vent} und der Umgebungstemperatur ϑ_{umg}	25
2.17	Kälte-COP für den subkritischen Betrieb von Szenario 3-’Verschmutzter Gaskühler’ und Szenario 9-’Schlechter Ejektor’	36
2.18	Kälte-COP für den transkritischen Betrieb von Szenario 3-’Verschmutzter Gaskühler’ und Szenario 9-’Schlechter Ejektor’	39
2.19	Prozess des Systems für Szenario 4-’Hohe Kältelast’ im p - h -Diagramm	40
2.20	Einfluss von Messfehlern des Hoch- und Niederdrucks auf den Kälte-COP	42
2.21	Einfluss von Messfehlern der Ventilator- und Verdichterleistung auf den Kälte-COP	42
2.22	Einfluss von Messfehlern der Kältemitteltemperaturen am Austritt des Gaskühlers und Eintritt des Verdichters auf den Kälte-COP	43
2.23	Einfluss von Messfehlern der Kältemitteltaustrittstemperatur und des Hochdrucks auf den Kälte-COP bei einer herkömmlichen Regelstrategie	43
2.24	Regelstruktur für Versuchsstand	44
2.25	Stationäre Messungen des Kälte-COP in Abhängigkeit des Hochdrucks und der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{GK}}$	45

2.26	Prozess des Versuchsstands für unterschiedliche Werte des Hochdrucks im p - h -Diagramm	45
2.27	Messdaten zur Bestimmung von a_{ph}	46
2.28	Messdaten zur Bestimmung von a_{Vent}	46
2.29	Anpassungen des Hochdrucks und der Ventilator Drehzahl mit NGR auf eine sprunghafte Verschlechterung der Übertragungsfähigkeit des Gaskühlers	47
2.30	Anpassungen des Hochdrucks und der Ventilator Drehzahl mit NGR auf eine Verminderung der Kälteleistung	48
2.31	Kälte-COP und Verhältnis der Leistungsaufnahmen von stationären Betriebspunkten des Versuchsstands in Abhängigkeit der maximalen Ventilator Drehzahl	49
3.1	System mit Schichtenspeicher	51
3.2	Prozess des Systems mit Schichtenspeicher im p - h -Diagramm	51
3.3	p - h -Diagramm zur Veranschaulichung des Referenzmodus und einer zyklischen Betriebsweise	53
3.4	Abschnittsweise konvexer Zusammenhang zwischen spezifischer Verdichterarbeit und spezifischer rückgewinnbarer Wärmemenge	53
3.5	Beispielhafter Zusammenhang zwischen rückgewinnbarem Wärmestrom und totaler Leistungsaufnahme für Betriebspunkte mit derselben Kältelast	54
3.6	Energetisch vorteilhafte Betriebspunkte für Kühl- und Aufheizmodus	56
3.7	Verhältnis der durchschnittlichen Leistungsaufnahmen mit bzw. ohne zyklischen Betrieb für geringe Wärmestrombedarfe	57
3.8	Verhältnis der durchschnittlichen Leistungsaufnahmen mit bzw. ohne zyklischen Betrieb für mittlere Wärmestrombedarfe	57
3.9	Verhältnis der durchschnittlichen Leistungsaufnahmen mit bzw. ohne zyklischen Betrieb für hohe Wärmestrombedarfe	58
3.10	Regelstruktur für regelbasierten zyklischen Betrieb mit NGR	59
3.11	Lösung des Optimalsteuerungsproblems für das vereinfachte Kreislaufmodell	64
3.12	Gegenüberstellung des Referenzmodus, des regelbasierten zyklischen Betriebs mit NGR und der Lösung des Optimalsteuerungsproblems für das vereinfachte Kreislaufmodell	66
3.13	Verlauf der Vorlauftemperatur als Lösung von Optimalsteuerungsproblemen	67
3.14	Zusammenhang zwischen maximaler Vorlauftemperatur und relativem Energieverbrauch des regelbasierten zyklischen Betriebs	69
3.15	Zusammenhang zwischen Zykluszeit und relativem Energieverbrauch des regelbasierten zyklischen Betriebs	69
3.16	Prozess des Szenarios 'Fußboden 2' im Referenzmodus im p - h - und T - h -Diagramm	70
3.17	Prozess des Szenarios 'Fußboden 2' im Kühlmodus im p - h - und T - h -Diagramm	71
3.18	Prozess des Szenarios 'Fußboden 2' im Aufheizmodus im p - h - und T - h -Diagramm	71
3.19	Zeitlich gemittelte Leistungsaufnahmen für veränderliche Randbedingungen in Trondheim	73
4.1	Regelstruktur mit Entkopplungsregler für den Hochdruck und die Kältemittelaustrittstemperatur aus dem Gaskühler	76
4.2	Sprung- und Impulsantwort eines FOPTD-Elements	77
4.3	Typische Systemantworten auf Einheitssprung	78

4.4	Entwicklung der Umrechnungsvorschrift	79
4.5	Temperaturabhängiges Verhalten der FOPTD-Parameter	81
4.6	Umrechnungsvorschrift für die den Hochdruck beeinflussenden FOPTD-Parameter	82
4.7	Umrechnungsvorschrift für die die Kältemittelaustrittstemperatur am Gaskühler beeinflussenden FOPTD-Parameter	83
4.8	Blockschaltbild der Dezentralen Regelung	85
4.9	Blockschaltbild der Vereinfachten Entkopplung	85
4.10	Blockschaltbild der Zentralisierten Inversen Entkopplung	86
4.11	Sprungantworten von Systemen, welche die geforderte Monotonie exakt erreichen .	88
4.12	Simuliertes Führungsverhalten mit einer Dezentralen Regelung und einer Vereinfachten Stationären Entkopplung für eine Umgebungstemperatur von 0 °C . .	93
4.13	Simuliertes Führungsverhalten mit einer Dezentralen Regelung und einer Vereinfachten Stationären Entkopplung für eine Umgebungstemperatur von 40 °C .	94
4.14	Simuliertes Führungsverhalten mit einer Vereinfachten Stationären Entkopplung mit und ohne Betriebspunktumrechnung für eine Umgebungstemperatur von 0 °C .	94
4.15	Sprungantworten des Versuchsstands und der identifizierten FOPTD-Ersatzmodelle	95
4.16	Führungsverhalten und Stellgrößenverläufe am Versuchsstand	97
A.1	Alternative Darstellung der Betriebsmodi und deren Linearkombination	101
A.2	Detail von Abbildung 3.6	102
A.3	Weiteres Detail von Abbildung 3.6	102
A.4	Sprungantwort des Hochdrucks auf eine Erhöhung des Ventilquerschnitts und Sprungantwort der Kältemittelaustrittstemperatur auf eine Erhöhung der Ventilator Drehzahl	103
A.5	Zeitlich gemittelte Leistungsaufnahmen für veränderliche Randbedingungen in Berlin	103
A.6	Zeitlich gemittelte Leistungsaufnahmen für veränderliche Randbedingungen in Madrid	103
A.7	Flächenverfahren zur Identifikation der FOPTD-Parameter auf Basis einer Sprungantwort	104
A.8	Typische Systemantworten auf Einheitssprung	105
A.9	Modifikation des Flächenverfahrens	106
A.10	Signalfluss des Analysemodells	107
A.11	Nyquist-Diagramm zur frequenzabhängigen Beschreibung des Eingangs- Ausgangsverhaltens	107
A.12	Nyquist-Diagramm der Reihenschaltung von Strecke und Regler	108
A.13	Amplituden- und Phasenreserve des Analysemodells mit geringen Totzeiten	110
A.14	Amplituden- und Phasenreserve des Analysemodells mit hohen Totzeiten	110
A.15	Blockschaltbild der Vereinfachten Stationären Entkopplung nach Åström u. a. (2001)	111
A.16	Blockschaltbild der Zentralisierten PID-Regelung	112
A.17	Sprungantworten von zwei FOPTD-Elementen, der Summe und der dazugehörigen Approximation mit einem weiteren FOPTD-Element	115

D Tabellenverzeichnis

2.1	RGA für System mit Expansionsventil für sub- und transkritischen Betrieb	20
2.2	RGA für System mit Expansionsventil und Flash-Gas-Abscheidung für sub- und transkritischen Betrieb	21
2.3	RGA für System mit Ejektor für sub- und transkritischen Betrieb	21
2.4	Parameter des Referenzmodells, welche an einen Supermarkt mittlerer Größe angepasst sind	34
2.5	Variationstabelle mit jeweils zehn Szenarien für sub- und transkritischen Betrieb . . .	35
2.6	Energetischer Vergleich der Regelstrategien für die zehn Szenarien für den subkritischen Betrieb	38
2.7	Energetischer Vergleich der Regelstrategien für die zehn Szenarien für den transkritischen Betrieb	41
3.1	Variationstabelle zur Bestimmung der qualitativen Einflüsse relevanter Parameter auf die optimale Wahl von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$	67
3.2	Qualitative Einflüsse von relevanten Parametern auf die optimale Wahl von $\vartheta_{\text{Fl vorlauf max}}$ und t_{zyk}	67
3.3	Szenarien zur Untersuchung des regelbasierten zyklischen Betriebs	70
3.4	Verhältnis der Leistungsaufnahmen mit und ohne zyklischem Betrieb für konstante Randbedingungen	72
3.5	Verhältnis der Leistungsaufnahmen mit und ohne zyklischem Betrieb für veränderliche Randbedingungen	73
3.6	Verhältnis der Leistungsaufnahmen mit und ohne zyklischem Betrieb für veränderliche Randbedingungen mit eingeschränkten Heizbedarfen	73
4.1	RGA für sub- und transkritischen Betrieb mit herkömmlichen Regelgrößen	75
4.2	Variation der Einflussgrößen zur Erstellung der Ausprägungen des detaillierten Modells	80
A.1	Parameter des Analysemodells	107

E Literaturverzeichnis

- [Abdi u. a. 2014] ABDI, Amir ; SAWALHA, Samer ; KARAMPOUR, Mazyar: Heat Recovery Investigation of a Supermarket Refrigeration System Using Carbon Dioxide As Refrigerant. In: *11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*. Hangzhou : IIR, 2014, S. 1–8
- [Adamy 2009] ADAMY, Jürgen: *Nichtlineare Regelungen*. 1. Berlin, Heidelberg : Springer, 2009. – 386 S. – URL <http://www.springerlink.com/index/10.1007/978-3-642-00794-1>. – ISBN 978-3-642-00793-4
- [AgroCleanTech 2018] AGROCLEANTECH: *Wärmerückgewinnung aus der Milchkühlung (WRG)*. 2018. – URL http://www.bauern-sg.ch/fileadmin/bauern-sg/Fachinformationen/Energie/180104{}_Foerderprogramm{}_Waermerueckgewinnung{}_Milchkuehlung{}_Web.pdf. – Zugriffsdatum: 2018-10-25
- [Andrén und Berner 2016] ANDRÉN, Marcus T. ; BERNER, Josefin: *Fundamental Limitations in MIMO Systems RHP-Zeros RHP-Poles Time-Delays*. 2016. – URL http://www.control.lth.se/media/Education/DoctorateProgram/2016/ControlSystemSynthesis/mimolimitations{}_marcusJosefine.pdf
- [Apréa und Maiorino 2009] APREA, Ciro ; MAIORINO, Angelo: Heat rejection pressure optimization for a carbon dioxide split system: An experimental study. In: *Applied Energy* 86 (2009), Nr. 11, S. 2373–2380
- [Arias 2005] ARIAS, Jaime: *Energy Usage in Supermarkets - Modelling and Field Measurements*, Royal Institute of Technology (KTH), Dissertation, 2005. – 256 S
- [Arias und Lundqvist 2006] ARIAS, Jaime ; LUNDQVIST, Per: Heat recovery and floating condensing in supermarkets. In: *Energy and Buildings* 38 (2006), S. 73–81. – ISBN 0378-7788
- [Åström und Hägglund 1984] ÅSTRÖM, Karl J. ; HÄGGLUND, Tore: Automatic Tuning of Simple Regulators. In: *IFAC Proceedings Volumes* 17 (1984), Nr. 2, S. 1867–1872. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1474667017612485>. – ISSN 1474-6670
- [Åström und Hägglund 2004] ÅSTRÖM, Karl J. ; HÄGGLUND, Tore: Revisiting the Ziegler-Nichols step response method for PID control. In: *Journal of Process Control* 14 (2004), Nr. 6, S. 635–650
- [Åström und Hägglund 2006] ÅSTRÖM, Karl J. ; HÄGGLUND, Tore: *Advanced PID Control*. 1. Lund : Instrumentation, Systems and Automation Society, 2006. – 446 S. – ISBN 1-55617-942-1
- [Åström u. a. 2001] ÅSTRÖM, Karl J. ; JOHANSSON, Karl H. ; WANG, Qing-Guo: Design of decoupled PID controllers for MIMO systems. In: *IEEE American Control Conference* Bd. 3. Washington DC : IEEE, 2001, S. 2015–2020
- [Baehr und Stephan 2013] BAEHR, Hans D. ; STEPHAN, Karl: *Wärme- und Stoffübertragung*. 8. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2013. – 804 S. – ISBN 9783642365577
- [BE-SOL 2017] BE-SOL: *Sotherco*. 2017. – URL <http://www.sotherco.eu>. – Zugriffsdatum: 2018-10-25

- [Ben Hariz und Bouani 2015] BEN HARIZ, Maher ; BOUANI, Faouzi: Design of controllers for decoupled TITO systems using different decoupling techniques. In: *20th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics* Bd. 1. Międzyzdroje : IEEE, 2015, S. 1116–1121. – ISBN 9781479987016
- [Berner 2015] BERNER, Josefin: *Automatic Tuning of PID Controllers based on Asymmetric Relay Feedback*, Lund University, Dissertation, 2015. – 92 S
- [Berner u. a. 2014] BERNER, Josefin ; ÅSTRÖM, Karl J. ; HÄGGLUND, Tore: Towards a New Generation of Relay Autotuners. In: *IFAC Proceedings Volumes* 19 (2014), Nr. 1, S. 11288–11293. – ISBN 9783902823625
- [Berner u. a. 2016] BERNER, Josefin ; HÄGGLUND, Tore ; ÅSTRÖM, Karl J.: Asymmetric relay autotuning, Practical features for industrial use. In: *Control Engineering Practice* 54 (2016), S. 231–245. – URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0967066116301174>. – ISSN 09670661
- [Betts 2010] BETTS, John T.: *Practical Methods for Optimal Control and Estimation Using Nonlinear Programming*. 2. Philadelphia : Society for Industrial and Applied Mathematics, 2010. – 434 S. – ISBN 9780898716887
- [Bitzer 2018] BITZER: *Bitzer Software*. 2018. – URL <https://www.bitzer.de/websoftware/>. – Zugriffsdatum: 2018-10-25
- [Bock und Plitt 1984] BOCK, H.G. ; PLITT, K.J.: A Multiple Shooting Algorithm for Direct Solution of Optimal Control Problems. In: *IFAC Proceedings Volumes* 17 (1984), Nr. 2, S. 1603–1608. – URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1474667017612059>. – ISSN 14746670
- [Bristol 1966] BRISTOL, Edgar H.: On a new measure of interaction for multivariable process control. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 11 (1966), Nr. 1, S. 133–134
- [Cabello u. a. 2008] CABELLO, R. ; SÁNCHEZ, D. ; LLOPIS, R. ; TORRELLA, E.: Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions. In: *Applied Thermal Engineering* 28 (2008), Nr. 13, S. 1596–1604. – ISSN 13594311
- [Cecchinato u. a. 2010] CECCHINATO, Luca ; CORRADI, Marco ; MINETTO, Silvia: A critical approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems. In: *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), Nr. 13, S. 1812–1823. – URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.015>. – ISBN 1359-4311
- [Chen und Zhang 2007] CHEN, Peiying ; ZHANG, Weidong: Improvement on an Inverted Decoupling Technique for a Class of Stable Linear Multivariable Processes. In: *ISA Transactions* 46 (2007), Nr. 2, S. 199–210. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0019057807000249>. – ISSN 0019-0578
- [Chen und Gu 2005] CHEN, Ying ; GU, Junjie: The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. In: *International Journal of Refrigeration* 28 (2005), Nr. 8, S. 1238–1249
- [Colombo u. a. 2010] COLOMBO, I ; JORDAN, L. ; MAIDMENT, G. ; MISSENDEN, J. ; CHAER, I.: A R744 transcritical system with heat recovery for a supermarket - a case study. In: *1st IIR International Cold Chain Conference, Sustainability and the Cold Chain*. Cambridge : IIR, 2010
- [COMTES 2015] COMTES: *Compact Thermal Storage Technologies*. 2015. – URL <http://comtes-storage.eu>. – Zugriffsdatum: 2018-10-25

- [DK-Kälteanlagen GmbH 2019] DK-KÄLTEANLAGEN GMBH: *DK-Wärmerückgewinnung*. 2019. – URL <https://www.dk-kaelteanlagen.de/produkte/dk-waermerueckgewinnung/>. – Zugriffsdatum: 2018-10-25
- [Ebm-papst 2009] EBM-PAPST: *EC Axialventilatoren - HyBlade®*. Mulfingen, Katalog, 2009. – 48 S. – URL https://www.ebmpapst.com/de/products/axial-fans/hyblade{_}axial{_}fans/hyblade.html
- [Ecogroup 2008] ECOGROUP: *CO₂ coolers*. Pocenja, Katalog, 2008. – 68 S. – URL <http://www.ecogroup.com/pdf/coolers/COOC0810A06EUDR.pdf>
- [Elbel und Hrnjak 2004] ELBEL, Stefan ; HRNJAK, Pega: Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators. In: *International Journal of Refrigeration* 27 (2004), Nr. 7 SPEC. ISS., S. 724–735. – ISBN 0140-7007
- [Elliott und Rasmussen 2008] ELLIOTT, Matthew S. ; RASMUSSEN, Bryan P.: Model-Based Predictive Control of a Multi-Evaporator Vapor Compression Cooling Cycle. In: *IEEE American Control Conference*. Washington DC : IEEE, 2008, S. 1463–1468. – URL http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs{_}all.jsp?arnumber=4586698{&}tag=1. – ISBN 9781424420797
- [Fedele 2009] FEDELE, G.: A new method to estimate a first-order plus time delay model from step response. In: *Journal of the Franklin Institute* 346 (2009), Nr. 1, S. 1–9
- [Fidorra u. a. 2014] FIDORRA, Nicolas ; HAFNER, Armin ; MINETTO, Silvio ; KÖHLER, Jürgen: Simulation Models in the Supersmart Supermarket Energy-Benchmark Tool. In: *3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*. London : IIR, 2014, S. 1–8. – ISBN 9782362150036
- [Forstner Speichertechnik GmbH 2019] FORSTNER SPEICHERTECHNIK GMBH: *Frionic-Speicher*. 2019. – URL <http://www.speichertechnik.com/frionic/aufbau.html>. – Zugriffsdatum: 2018-10-25
- [Gagnon u. a. 1998] GAGNON, E. ; POMERLEAU, A. ; DESBIENS, A.: Simplified, ideal or inverted decoupling? In: *ISA Transactions* 37 (1998), Nr. 4, S. 265–276
- [Garrido u. a. 2011a] GARRIDO, Juan ; VÁZQUEZ, Francisco ; MORILLA, Fernando: An extended approach of inverted decoupling. In: *Journal of Process Control* 21 (2011), Nr. 1, S. 55–68
- [Garrido u. a. 2011b] GARRIDO, Juan ; VÁZQUEZ, Francisco ; MORILLA, Fernando: Generalized inverted decoupling for TITO processes. In: *IFAC Proceedings Volumes* 18 (2011), S. 7535–7540
- [Garrido u. a. 2013] GARRIDO, Juan ; VÁZQUEZ, Francisco ; MORILLA, Fernando: Centralized inverted decoupling control. In: *Industrial and Engineering Chemistry Research* 52 (2013), Nr. 23, S. 7854–7866
- [Garrido u. a. 2014] GARRIDO, Juan ; VÁZQUEZ, Francisco ; MORILLA, Fernando: Multivariable PID control by decoupling. In: *International Journal of Systems Science* 47 (2014), Nr. 5, S. 1054–1072
- [Ge und Tassou 2009] GE, Y. T. ; TASSOU, S. A.: Control optimisation of CO₂ cycles for medium temperature retail food refrigeration systems. In: *International Journal of Refrigeration* 32 (2009), Nr. 6, S. 1376–1388. – URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.01.004>. – ISBN 0140-7007
- [Ge und Tassou 2011] GE, Yuting T. ; TASSOU, Savvas A.: Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ booster refrigeration systems in supermarket. In: *Energy Conversion and Management* 52 (2011), Nr. 4, S. 1868–1875. – ISBN 0196-8904

- [Gerry 2005] GERRY, John: Adaptive Tuning - Expectations and Limitations / Expertune. URL <http://controltrends.org/wp-content/uploads/2011/08/Adaptive-Tuning-Expectations-and-Limitations.pdf>, 2005. – Forschungsbericht. – 7 S
- [Gesamtverband der Deutschen Versicherungswirtschaft 2018] GESAMTVERBAND DER DEUTSCHEN VERSICHERUNGSWIRTSCHAFT: *Containerhandbuch*. 2018. – URL http://www.containerhandbuch.de/chb/wild/index.html?/chb/wild/wild{_}08{_}01{_}02.html. – Zugriffsdatum: 2018-10-25
- [Gräber 2014] GRÄBER, Manuel: *Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2014. – 190 S
- [Hafner u. a. 2014] HAFNER, Armin ; FÖRSTERLING, Sven ; BANASIAK, Krzysztof: Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration. In: *International Journal of Refrigeration* 43 (2014), S. 1–13. – ISBN 0140-7007
- [Haida u. a. 2016] HAIDA, Michal ; BANASIAK, Krzysztof ; SMOLKA, Jacek ; HAFNER, Armin ; EIKEVIK, Trygve M.: Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module. In: *International Journal of Refrigeration* 64 (2016), S. 93–107. – URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.01.017>. – ISSN 01407007
- [He u. a. 1998] HE, Xiang-Dong ; LIU, Sheng ; ASADA, Harry H. ; ITOH, Hiroyuki: Multivariable Control of Vapor Compression Systems. In: *HVAC & R Research* 4 (1998), Nr. 3, S. 205–230. – URL <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/10789669.1998.10391401>. – ISSN 1078-9669
- [He u. a. 1997] HE, Xiang-Dong ; LIU, Sheng ; ASADA, Haruhiko H.: Modeling of Vapor Compression Cycles for Multivariable Feedback Control of HVAC Systems. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 119 (1997), Nr. 2, S. 183–191. – ISBN 0022-0434
- [Ho u. a. 1995] HO, W.K. ; HANG, C.C. ; CAO, L.S.: Tuning of PID controllers based on gain and phase margin specifications. In: *Automatica* 31 (1995), Nr. 3, S. 497–502
- [Hu u. a. 2015] HU, Bin ; LI, Yaoyu ; CAO, Feng ; XING, Ziwen: Extremum seeking control of COP optimization for air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system. In: *Applied Energy* 147 (2015), S. 361–372. – URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.010>. – ISSN 03062619
- [Inokuty 1923] INOKUTY, Haruhisa: Approximate Graphical Method of Finding Compression Pressure of CO₂ Refrigerating Machine for max. Coefficient of Performance. In: *Journal of the Society of Mechanical Engineers, Japan* 26 (1923), Nr. 79, S. 1–12
- [Isermann 1992] ISERMANN, Rolf: *Identifikation dynamischer Systeme 1: Grundlegende Methoden*. 2. Berlin, Heidelberg : Springer, 1992 (Springer-Lehrbuch). – 330 S. – URL https://books.google.de/books?id=wXnfPAAACAAJ&hl=de&source=gbbs{_}book{_}other{_}versions. – ISBN 9783642846793
- [Jain u. a. 2014] JAIN, N ; BURNS, D J. ; DI CAIRANO, S ; LAUGHMAN, C R. ; BORTOFF, S A.: Model Predictive Control of Vapor Compression Systems. In: GROLL, E. A. (Hrsg.) ; BRAUN, J. E. (Hrsg.): *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue : Purdue University, 2014. – URL <https://www.merl.com/publications/docs/TR2014-075.pdf>. – ISBN 9783319684628

- [Jensen und Skogestad 2007a] JENSEN, J.B. ; SKOGESTAD, S.: Optimal operation of simple refrigeration cycles Part 1. In: *Computers & Chemical Engineering* 31 (2007), Nr. 5-6, S. 712–721
- [Jensen und Skogestad 2007b] JENSEN, J.B. ; SKOGESTAD, S.: Optimal operation of simple refrigeration cycles Part 2. In: *Computers & Chemical Engineering* 31 (2007), Nr. 12, S. 1590–1601
- [Karampour und Sawalha 2014a] KARAMPOUR, M ; SAWALHA, S: Performance and control strategies analysis of a CO₂ trans-critical booster system. In: *3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*. London : IIR, 2014, S. 1–9
- [Karampour u. a. 2015] KARAMPOUR, M. ; SAWALHA, Samer ; ABDI, Amir ; ARIAS, Jaime ; ROGSTAM, Jörgen: Review of supermarket refrigeration and heat recovery research at KTH-Sweden. In: *6th IIR Conference on Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies* Bd. 2. Ohrid : IIR, 2015, S. 1–8. – ISBN ISSN 0151-1637
- [Karampour und Sawalha 2014b] KARAMPOUR, Mazyar ; SAWALHA, Samer: Supermarket refrigeration and recovery using CO₂ as refrigerant / Royal Institute of Technology (KTH). Stockholm, 2014. – Forschungsbericht. – 46 S
- [Kauf 1999] KAUF, Friedrich: Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles. In: *International Journal of Thermal Sciences* 38 (1999), Nr. 4, S. 325–330
- [Kelvion Holding 2018] KELVION HOLDING: *Kelvion Plattenwärmeübertrager*. 2018. – URL <https://www.kelvion.com/de/produkte/kategorie/plattenwaermetauscher/>. – Zugriffsdatum: 2018-12-08
- [Kim u. a. 2004] KIM, Man-Hoe ; PETTERSEN, Jostein ; BULLARD, Clark W.: Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004), Nr. 2, S. 119–174. – ISBN 8242869308
- [Kim und Kim 2012] KIM, Mo S. ; KIM, Min S.: An on-line control method of optimal heat rejection pressure for CO₂ refrigeration cycle. In: *10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*. Delft : IIR, 2012, S. 547–554
- [Kim u. a. 2014] KIM, Mo S. ; SHIN, Chang S. ; KIM, Min S.: A study on the real time optimal control method for heat rejection pressure of a CO₂ refrigeration system with an internal heat exchanger. In: *International Journal of Refrigeration* 48 (2014), S. 87–99. – URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.09.014>. – ISSN 01407007
- [Koeln und Alleyne 2014] KOELN, Justin P. ; ALLEYNE, Andrew G.: Optimal subcooling in vapor compression systems via extremum seeking control: Theory and experiments. In: *International Journal of Refrigeration* 43 (2014), S. 14–25. – URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.03.012>. – ISBN 9780791856123
- [Köhler u. a. 2007] KÖHLER, Jürgen ; RICHTER, Christoph ; TEGETHOFF, Wilhelm ; TISCHENDORF, Christian: Experimental and Theoretical Study of a CO₂ Ejector Refrigeration Cycle / VDA. Saalfelden, 2007. – Forschungsbericht. – 15 S
- [Krstić 2000] KRSTIĆ, Miroslav: Performance improvement and limitations in extremum seeking control. In: *Systems & Control Letters* 39 (2000), Nr. 5, S. 313–326. – ISSN 01676911
- [Larsen 2005] LARSEN, Lars F.: *Model Based Control of Refrigeration Systems*, Aalborg University, Dissertation, 2005. – 167 S. – URL <http://www.risoe.dk/rispubl/NEI/NEI-DK-4780.pdf>

- [Larsen und Thybo 2004] LARSEN, Lars F. ; THYBO, Claus: Potential Energy Savings in Refrigeration Systems using Optimal Set-points. In: *International Conference on Control Applications* Bd. 1. Taipei : IEEE, 2004, S. 701–704. – ISBN 0-7803-8633-7
- [Larsen u. a. 2003] LARSEN, Lars F. ; THYBO, Claus ; STOUSTRUP, Jakob ; RASMUSSEN, Henrik: Control Methods Utilizing Energy Optimizing Schemes in Refrigeration Systems. In: *IEEE European Control Conference*. Cambridge : IEEE, 2003, S. 1973–1977
- [Larsen u. a. 2004] LARSEN, Lars F. ; THYBO, Claus ; STOUSTRUP, Jakob ; RASMUSSEN, Henrik: A Method for Online Steady State Energy Minimization, with Application to Refrigeration Systems. In: *43rd IEEE Conference on Decision and Control*. Nassau, Bahamas : IEEE, 2004, S. 4708–4713. – URL <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=1429534>. – ISBN 0780386825
- [Leducq u. a. 2006] LEDUCQ, Denis ; GUILPART, Jacques ; TRYSTRAM, Gilles: Non-linear predictive control of a vapour compression cycle. In: *International Journal of Refrigeration* 29 (2006), Nr. 5, S. 761–772. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700705002574>. – ISSN 0140-7007
- [Lei u. a. 2016] LEI, Tian ; ENGELBRECHT, Kurt ; NIELSEN, Kaspar K. ; NEVES, Henrique: Optimization of Multi-layer Active Magnetic Regenerator towards Compact and Efficient Refrigeration. In: *29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. Portoroz : University of Ljubljana, 2016, S. 1–12
- [Leineweber u. a. 2003] LEINEWEBER, Daniel B. ; BAUER, Irene ; BOCK, Hans G. ; SCHLÖDER, Johannes P.: An efficient multiple shooting based reduced SQP strategy for large-scale dynamic process optimization. Part 1: theoretical aspects. In: *Computers & Chemical Engineering* 27 (2003), Nr. 2, S. 157–166. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0098135402001588>. – ISSN 0098-1354
- [Lemke 2005] LEMKE, Nicholas C.: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO₂*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2005. – 103 S
- [Li u. a. 2009] LI, Pengfei ; LI, Yaoyu ; SEEM, John E.: Extremum Seeking Control for Efficient and Reliable Operation of Air-Side Economizers. In: *IEEE American Control Conference*. St. Louis : IEEE, 2009, S. 20–25. – ISBN 9781424445240
- [Liao u. a. 2000] LIAO, S. M. ; ZHAO, T. S. ; JAKOBSEN, A.: Correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. In: *Applied Thermal Engineering* 20 (2000), Nr. 9, S. 831–841
- [Liu u. a. 1996] LIU, Sheng ; HE, Xiangdong ; ASADA, Haruhiko ; ITOH, Hiroyuki ; NAKAGAWA, Kouichi: Multivariable Control of Vapor Compression Cycles: Coordination of Compressor and Expansion Valve. In: *IFAC Proceedings Volumes* 29 (1996), Nr. 1, S. 5989–5994. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1474667017586401>. – ISSN 1474-6670
- [Lucas 2014] LUCAS, Christian: *Untersuchung der Betriebscharakteristik von zweiphasigen CO₂ Ejektoren*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2014. – 155 S
- [Lunze 2010a] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik* 1. 8. Berlin, Heidelberg : Springer, 2010. – 729 S. – URL <http://www.springerlink.com/index/10.1007/978-3-642-13808-9>. – ISBN 978-3-642-13807-2

- [Lunze 2010b] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 2*. 6. Berlin, Heidelberg : Springer, 2010. – 684 S. – URL <https://www.springer.com/de/book/9783662526750>. – ISBN 9783642101977
- [Luyben 1970] LUYBEN, William L.: Distillation Decoupling. In: *AIChE Journal* 16 (1970), S. 198–203
- [Mayer 2014] MAYER, Thomas: *Optimale, routenbasierte Versuchsplanung (R-DoE) zur Charakterisierung technischer Systeme*, Universität Kassel, Dissertation, 2014. – 136 S
- [MERITS 2015] MERITS: *More Effective use of Renewables including compact seasonal Thermal energy Storage*. 2015. – URL <http://www.merits.eu>. – Zugriffsdatum: 2018-10-25
- [Meteotest 2018] METEOTEST: *Meteonorm*. 2018. – URL <https://www.meteonorm.com/de/>. – Zugriffsdatum: 2018-10-25
- [Minetto u. a. 2014] MINETTO, S ; GIROTTO, S ; SALVATORE, M ; ROSSETTI, A ; MARINETTI, S: Recent Installations of CO₂ Supermarket Refrigeration System for Warm Climates : Data From the Field . In: *3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*. London : IIR, 2014, S. 78–85
- [Minetto 2011] MINETTO, Silvia: Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water. In: *International Journal of Refrigeration* 34 (2011), Nr. 3, S. 742–751. – ISSN 01407007
- [Modelica Association 2018] MODELICA ASSOCIATION: *FMI*. 2018. – URL <https://www.fmi-standard.org/>. – Zugriffsdatum: 2018-10-25
- [Möhlenkamp 2017] MÖHLENKAMP, A.H.W.: *Untersuchung zweistufiger Transportkälteanlagen mit natürlichen Kältemitteln*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2017. – 163 S
- [Morilla u. a. 2008] MORILLA, F ; VAZQUEZ, F ; GARRIDO, J.: Centralized PID control by decoupling for TITO processes. In: *International Conference on Emerging Technologies and Factory Automation*. Hamburg : IEEE, 2008, S. 1318–1325
- [National Instruments 2019] NATIONAL INSTRUMENTS: *LabView*. 2019. – URL <http://www.ni.com/de-de/shop/labview.html>. – Zugriffsdatum: 2018-10-25
- [Nguyen und Elmegaard 2016] NGUYEN, Tuong-van ; ELMEGAARD, Brian: Energy , Exergy and Advanced Exergy Analysis of a Milk Processing Factory. In: *29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. Portoroz : University of Ljubljana, 2016, S. 1–13
- [Nöding u. a. 2016] NÖDING, Michael ; FIDORRA, Nicolas ; GRÄBER, Manuel ; KÖHLER, Jürgen: Operation Strategy for Heat Recovery of Transcritical CO₂ Refrigeration Systems with Heat Storages. In: *29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. Portoroz : University of Ljubljana, 2016, S. 1–16
- [Nöding u. a. 2018a] NÖDING, Michael ; MARTENSEN, Julius ; LEMKE, Nicholas ; TEGETHOFF, Wilhelm ; KÖHLER, Jürgen: Selection of Decoupling Control Methods Suited for Automated Design for Uncertain TITO Processes. In: *14th IEEE International Conference on Control and Automation*. Anchorage : IEEE, 2018, S. 1–8
- [Nöding u. a. 2018b] NÖDING, Michael ; TEGETHOFF, Wilhelm ; KÖHLER, Jürgen: Decoupling Control for Sub- and Transcritical Operation of CO₂ Refrigeration Cycles. In: *2nd IEEE Conference on Control Technology and Applications*. Kopenhagen : IEEE, 2018, S. 1–6

- [Ortner 2000] ORTNER, H.: Stromeinsparung in der fleischverarbeitenden Industrie / Fraunhofer Institut für Systemtechnik und Innovationsforschung. URL <http://www.isi.fraunhofer.de/isi-wAssets/docs/x/de/publikationen/fachartikel/16-Fleisch.pdf>, 2000. – Forschungsbericht. – 10 S
- [Peñarrocha u. a. 2014] PEÑARROCHA, Ignacio ; LLOPIS, Rodrigo ; TÁRREGA, Luis ; SÁNCHEZ, Daniel ; CABELLO, Ramón: A new approach to optimize the energy efficiency of CO₂ transcritical refrigeration plants. In: *Applied Thermal Engineering* 67 (2014), Nr. 1-2, S. 137–146. – URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.004>. – ISSN 1359-4311
- [Plank 1988] PLANK, Rudolf: *Handbuch der Kältetechnik*. 6. Karlsruhe : Springer, 1988. – 752 S. – ISBN 9783409126540
- [Polzot u. a. 2016] POLZOT, Alessio ; D'AGARO, Paola ; GULLO, Paride ; CORTELLA, Giovanni: Modelling commercial refrigeration systems coupled with water storage to improve energy efficiency and perform heat recovery. In: *International Journal of Refrigeration* 69 (2016), S. 313–323. – URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700716301748><http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700716301748>. – ISSN 01407007
- [Pottker und Hrnjak 2012] POTTKER, Gustavo ; HRNJAK, Pega: Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems. In: GROLL, E. A. (Hrsg.) ; BRAUN, J. E. (Hrsg.): *14th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue : Purdue University, 2012, S. 1–11. – ISBN 0140-7007
- [Pravtchev 2018] PRAVTCHEV, Valentin: *Entwurf einer Betriebsstrategie für die Steuerung des Hochdrucks und der Lüfterdrehzahl von Supermärkten mit CO₂ und thermischen Energiespeichern*, Technische Universität Braunschweig, unveröffentlichte Masterarbeit, 2018. – 74 S
- [Richter 2008] RICHTER, C.: *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2008. – 157 S
- [Richter 2012] RICHTER, Finn: *Theoretische und experimentelle Untersuchung eines Flashgas-Bypass am Beispiel einer 15kW-Sole-Wasser-Wärmepumpe*, Technische Universität Braunschweig, unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2012. – 69 S
- [Rivera u. a. 1986] RIVERA, Daniel E. ; MORARL, Manfred ; SKOGESTAD, Sigurd: Internal Model Control: PID Controller Design. In: *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development* 25 (1986), Nr. 1, S. 252–265. – ISBN 0196-4305
- [Rosenbrock 1972] ROSENBROCK, Howard H.: State-space and multivariable theory. In: *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics* 2 (1972), Nr. 2, S. 295–296
- [Roth 2011] ROTH, Peter: Energetische Systembetrachtungen zur Regelung von Verflüssigern in Teillast. In: *DKV Tagung*. Aachen : DKV, 2011, S. 709–723. – URL http://www.guentner.de/fileadmin/sites/shared/Anwendungstipps/Guentner_{_}EBF_{_}Roth_{_}DE.pdf
- [Royal 2010] ROYAL, Richard: Heat Recovery In Retail Refrigeration. In: *Ashrae Journal* 52 (2010), S. 14–22
- [Sawalha 2013] SAWALHA, S.: Investigation of heat recovery in CO₂ transcritical solution for supermarket refrigeration. In: *International Journal of Refrigeration* 36 (2013), S. 145–156

- [Sawalha und Chen 2009] SAWALHA, Samer ; CHEN, Yang: Investigation of Heat Recovery in Different Refrigeration System Solutions in Supermarkets / Royal Institute of Technology (KTH). Stockholm, 2009. – Forschungsbericht. – 71 S. – URL <http://www.kth.se/polopolyfs/1.301444!/Menu/general/column-content/attachment/M.Sc.Thesis-JigmeNidup.pdf>
- [Sax 2015] SAX, Markus: Wärmerückgewinnung (WRG) bei der Milchkühlung / Eidgenössisches Departement für Wirtschaft, Bildung und Forschung. Ettenhausen, 2015 (November). – Forschungsbericht. – 27 S
- [Scholl 2016] SCHOLL, Susanne: *Optimization of Coupled Thermal Systems*, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, unveröffentlichte Masterarbeit, 2016. – 66 S
- [Schönenberger u. a. 2014] SCHÖNENBERGER, Jonas ; HAFNER, Armin ; BANASIAK, Krzysztof ; GIOROTTO, Sergio: Experience With Ejectors Implemented in a R744 Booster System Operating in a Supermarket. In: *11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*. Hangzhou : IIR, 2014, S. 10
- [Schulze 2014] SCHULZE, C.: *A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2014. – 133 S
- [Schumacher 2011] SCHUMACHER, Walter: Grundlagen der Regelungstechnik / Institut für Regelungstechnik. Braunschweig, 2011. – Forschungsbericht. – 321 S
- [Schurt u. a. 2009] SCHURT, Leonardo C. ; HERMES, Christian J L. ; NETO, Alexandre T.: A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. In: *International Journal of Refrigeration* 32 (2009), Nr. 7, S. 1672–1682. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700709000899>. – ISSN 0140-7007
- [Shah 1979] SHAH, M. M.: A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22 (1979), Nr. 4, S. 547–556. – ISBN 0017-9310
- [Shi u. a. 2017] SHI, Liang ; INFANTE, Carlos A. ; GERRITSEN, Jan ; KALKMAN, Hendrine: Control strategies of CO₂ refrigeration / heat pump system for supermarkets. In: *12th IEA Heat Pump Conference*. Rotterdam : IEA Energy Technology Network, 2017, S. 1–10
- [Stulgies u. a. 2008a] STULGIES, Norbert ; KÖHLER, Jürgen ; TEGETHOFF, Wilhelm ; FÖRSTERLING, Sven ; MÜLLER, Axel ; KAPPLER, Horst: Developing Flow Correlations for Different Valve Geometries Using Reference Media for R-744. In: *HVAC & R Research* 14 (2008), Nr. 3, S. 417–433. – ISSN 10789669
- [Stulgies u. a. 2008b] STULGIES, Norbert ; MÜLLER, Axel ; KAPPLER, Horst ; TEGETHOFF, Wilhelm ; FÖRSTERLING, Sven ; FÖRSTERLING, Sven ; KÖHLER, Jürgen: Proposal for efficient characterization of R744 compressor control valves. In: *VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting*. Saalfelden : VDA, 2008, S. 1–39
- [Summerer und Holfeld 2011] SUMMERER, Franz ; HOLFELD, Anna: Untersuchungen zum Verschmutzungsverhalten von microox[®] - und finoox[®] - Wärmeübertragern. In: *DKV Tagung*. Aachen : DKV, 2011, S. 1–7
- [Tambovtsev u. a. 2010] TAMBOVTSEV, A. ; OLSOMMER, B. ; FINCKH, O.: Development Challenges in CO₂ Commercial Refrigeration Systems. In: *Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology Conference*. Stockholm : Royal Institute of Technology (KTH), 2010, S. 1–8

- [Tassou u. a. 2011] TASSOU, S. A. ; GE, Y. ; HADAWAY, A. ; MARRIOTT, D.: Energy consumption and conservation in food retailing. In: *Applied Thermal Engineering* 31 (2011), Nr. 2-3, S. 147–156. – ISBN 1359-4311
- [Titze 2017] TITZE, Maren: *Energetic Analysis and Optimisation Strategies of a Modern Northern European Supermarket*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2017. – 119 S
- [Titze u. a. 2013] TITZE, Maren ; LEMKE, Nicholas ; HAFNER, Armin ; KÖHLER, Jürgen: Entwicklung und Simulation Luftaufbereitungs- und Kälteanlageanlage im Supermarkt mit Wärmerückgewinnung. In: *DKV Tagung*. Hannover : DKV, 2013, S. 1–12
- [Turner und Doty 2009] TURNER, Wayne C. ; DOTY, Steven: *Energy Management Handbook*. 6. Lilburn : Fairmont Press, 2009. – 909 S. – URL <http://www.serviciilocale.md/public/files/Energy{ }Management{ }Handbook.pdf>
- [Varchmin 2018] VARCHMIN, A.: *Regelungstechnische Analyse von Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2018. – 120 S
- [Wade 1997] WADE, Harold L.: Inverted decoupling: A neglected technique. In: *ISA Transactions* 36 (1997), Nr. 1, S. 3–10. – ISSN 00190578
- [Wallace u. a. 2012] WALLACE, Matt ; DAS, Buddhadeva ; MHASKAR, Prashant ; HOUSE, John ; SALSURY, Tim: Offset-free model predictive control of a vapor compression cycle. In: *Journal of Process Control* 22 (2012), Nr. 7, S. 1374–1386. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0959152412001527>. – ISSN 0959-1524
- [Weischedel und Mcavoy 1980] WEISCHEDEL, K. ; MCAVOY, T. J.: Feasibility of Decoupling in Conventionally Controlled Distillation Columns. In: *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals* 19 (1980), Nr. 4, S. 379–384. – ISSN 01964313
- [Xiao u. a. 2014] XIAO, Yan ; LI, Yaoyu ; SEEM, John E.: Multi-variable Extremum Seeking Control for Mini-split Air-conditioning System. In: GROLL, E. A. (Hrsg.) ; BRAUN, J. E. (Hrsg.): *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue : Purdue University, 2014, S. 1–12
- [Yang u. a. 2004] YANG, Li ; BRAUN, James E. ; GROLL, Eckhard: The Impact of Fouling on the Performance of Filter- Evaporator Combinations. In: GROLL, E. A. (Hrsg.) ; BRAUN, J. E. (Hrsg.): *10th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue : Purdue University, 2004, S. 1–10
- [Yin u. a. 2014] YIN, Xiaohong ; LI, Shaoyuan ; LI, Ning ; ZHENG, Yi ; CAI, Wenjian: Energy-Saving-Oriented Control Strategy for Vapor Compression Refrigeration Cycle Systems. In: *9th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications*. Hangzhou : IEEE, 2014, S. 1561–1566. – ISBN 9781479943159
- [Yin u. a. 2016] YIN, Xiaohong ; WANG, Xinli ; LI, Shaoyuan ; CAI, Wenjian: Energy-efficiency-oriented cascade control for vapor compression refrigeration cycle systems. In: *Energy* 116 (2016), S. 1006–1019. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544216314931>. – ISSN 0360-5442
- [Yu 2006] YU, Cheng C.: *Autotuning of PID controllers: A relay feedback approach*. London : Springer, 2006. – 261 S. – ISBN 1846280362
- [Zhang und Ordóñez 2012] ZHANG, Chunlei ; ORDÓÑEZ, Raúl: *Extremum-Seeking Control and Applications*. 1. London : Springer, 2012. – 201 S. – ISBN 978-1-4471-2223-4

- [Zhang und Zhang 2011] ZHANG, Wei-jiang ; ZHANG, Chun-lu: A correlation-free on-line optimal control method of heat rejection pressures in CO₂ transcritical systems. In: *International Journal of Refrigeration* 34 (2011), S. 844–850. – URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.01.014>. – ISSN 0140-7007
- [Ziegler u.a. 1942] ZIEGLER, J.G. ; NICHOLS, N.B. ; ROCHESTER, N.Y.: Optimum Settings for Automatic Controllers. In: *Transactions of ASME* 64 (1942), S. 759–768. – URL [https://staff.guilan.ac.ir/staff/users/chaibakhsh/fckeditor{__}repo/file/documents/OptimumSettingsforAutomaticControllers\(ZieglerandNichols,1942\).pdf](https://staff.guilan.ac.ir/staff/users/chaibakhsh/fckeditor{__}repo/file/documents/OptimumSettingsforAutomaticControllers(ZieglerandNichols,1942).pdf)